

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh porubového drtiče pro úpravu uhlí

Design of Bench Crusher for Coal Treatment

Student:

Bc. Stanislav Baletka

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

Ostrava 2011

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Stanislav Baletka

Valašská Polanka 64

okres Vsetín

756 11

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BALETKA, S. *Konstrukční návrh porubového drtiče uhlí : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 79 s.
Vedoucí práce: prof. Ing. Horst Gondek DrSc.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem porubového drtiče pro úpravu uhlí umístěného na hřeblovém dopravníku v porubu. V úvodu je provedena stručná charakteristika uhlí, jeho mechanických vlastností a popis zdobňovacího procesu s rešerší několika porubových drtičů a jejich stručným popisem. Následně je proveden návrh porubového drtiče na základě navržených kritérií a daných parametrů, včetně výpočtu jeho základních technických parametrů. Na to navazují pevnostní výpočty pro určení rozměrových a mechanických hodnot jednotlivých částí drtiče, které jsou následně ověřeny kontrolními výpočty.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BALETKA, S. *Design of Bench Crusher for Coal Treatment : Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 79 p.
Thesis head: prof. ing. Horst Gondek DrSc.

The thesis deals with the design of bench crusher for breaking coal placed on a scraper conveyor at the coalface. In the introduction I carried out a brief characterization of coal, its mechanical properties and a crushing process description, with summary of a few coalface crushers and their brief descriptions. Subsequently, a coalface design was made, based on the proposed criteria and relevant parameters, including the basic technical parameters calculation. The strength calculations follow to determine the dimensional and mechanical figures of the crusher component parts and are verified afterwards.

Obsah

1	Seznam použitých značek a symbolů	2
2	Úvod	5
3	Základní vlastnosti uhlí.....	5
3.1	Uhlí a jeho klasifikace	5
3.2	Zdrobňovací proces	7
3.3	Teorie zdrobňování.....	8
3.4	Vlastnosti zdrobňovaného materiálu	9
3.5	Spotřeba energie při drcení	10
3.6	Volba drtiče	10
4	Přehled v současné době používaných drtičů	12
4.1	Drtiče firmy Halbach-Braun, SRN [16].....	12
4.2	Drtiče firmy T Machinery a.s. , Česká republika [14]	14
4.3	Drtiče firmy OSTROJ a.s. Opava, Česká republika [7]	15
4.4	Drtiče firmy RYFAMA S.A. , Polsko [15].....	15
4.5	Drtiče firmy NOWOMAG S.A., Polsko [16].....	17
4.6	Drtiče firmy McLanahan, USA [18].....	18
5	Vybavení porubu.....	19
6	Návrh porubového drtiče.....	20
7	Základní výpočet drtiče	21
7.1	Výkon drtiče.....	21
7.2	Propustnost drtiče.....	22
8	Základní výpočet převodové skříně drtiče pro výkon 100 kW	23
8.1	Výpočet parametrů převodu.....	24
8.2	Výpočet modulu a šířky ozubení	25
8.3	Výpočet reakcí a ohybových momentů	26
8.3.1	Výpočet reakcí a ohybových momentů na vstupní hřídeli	27

8.3.2	Výpočet reakcí a ohybových momentů na předlohové hřídeli	30
8.3.3	Výpočet reakcí a ohybových momentů na výstupní hřídeli.....	33
8.4	Pevnostní a deformační kontrola	36
8.4.1	Vstupní hřídel pastorku kuželového převodu	36
8.4.2	Předlohová hřídel	40
8.4.3	Výstupní hřídel drtícího válce.....	44
8.5	Kontrola ložisek	51
9	Závěr	53
10	Seznam použité literatury	54
11	Seznam příloh	56

1 Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Jednotka	Popis
D_v	[mm]	průměr drtícího válce
D_s	[mm]	střední průměr evolventního drážkování
F_{Cdr}	[N]	celková drtící síla
F_{Tv}	[N]	tečná síla na drtícím válci
F_{Rv}	[N]	radiální síla na drtícím válci
F_{dr}	[N]	drtící síla na jeden nůž
F_e	[N]	síla působící na evolventní drážkování
$F_{1.1}$	[N]	síla působící na pero v hřídeli
$F_{1.2}$	[N]	síla působící na pero v náboji
F_{a1}	[N]	axiální síla na pastorku kuželového soukolí
F_{r1}	[N]	radiální síla na pastorku kuželového soukolí
F_{t1}	[N]	tečná síla na pastorku kuželového soukolí
F_{a2}	[N]	axiální síla na kole kuželového soukolí
F_{r2}	[N]	radiální síla na kole kuželového soukolí
F_{t2}	[N]	tečná síla na kole kuželového soukolí
F_{a3}	[N]	axiální síla na pastorku čelního soukolí
F_{r3}	[N]	radiální síla na pastorku čelního soukolí
F_{t3}	[N]	tečná síla na pastorku čelního soukolí
F_{a4}	[N]	axiální síla na kole čelního soukolí
F_{r4}	[N]	radiální síla na kole čelního soukolí
F_{t4}	[N]	tečná síla na kole čelního soukolí
K_A	[–]	součinitel vnějších dynamických sil
K_F	[–]	součinitel přidavných zatížení (na ohyb)
K_H	[–]	součinitel přidavných zatížení (na dotyk)

$K_{H\beta}$	$[-]$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
L_{10h}	$[hod]$	životnost ložisek
P	$[N]$	ekvivalentní zatížení
P_{d1}	$[kW]$	skutečný výkon drtiče
P_{d2}	$[kW]$	předimenzovaný výkon drtiče
M_{k1}	$[Nm]$	krouticí moment na vstupní hřídeli pastorku
M_{k2}	$[Nm]$	krouticí moment na předlokové hřídeli
M_{k3}	$[Nm]$	krouticí moment na výstupní hřídeli drtícího válce
S_m	$[m^2/s]$	průřezová plocha objemového průtoku materiálu
T_1	$[Nm]$	krouticí moment na drtícím válci
T_2	$[Nm]$	krouticí moment předlokové hřídeli
Q	$[m^3/h]$	výkon hřeblového dopravníku
Y	$[N]$	přídavný koeficient dynamického zatížení ložisek
b_w	$[mm]$	šířka ozubení
e	$[-]$	výpočtový součinitel pro ložiska
f_F	$[-]$	součinitel pro kalená ozubená kola
h	$[mm]$	výška evolventního drážkování
l_e	$[mm]$	délka evolventního drážkování
v_h	$[m/s]$	rychlost hřeblového dopravníku
v_v	$[m/s]$	obvodová rychlost drtícího válce
h_{min}	$[mm]$	minimální propustná výška pod drtícím válcem
n_1	$[ot/min]$	počet otáček vstupní hřídele pastorku
n_2	$[ot/min]$	počet otáček předlokové hřídele
n_3	$[ot/min]$	počet otáček výstupní hřídele drtícího válce
i_c	$[-]$	celkový převodový poměr
i_s	$[-]$	skutečný převodový poměr

$i_{1,2}$	[–]	převodový poměr kuželového soukolí
$i_{3,4}$	[–]	převodový poměr čelního soukolí
z_1	[–]	počet zubů pastorku kuželového soukolí
z_2	[–]	počet zubů kola kuželového soukolí
z_3	[–]	počet zubů pastorku čelního soukolí
z_4	[–]	počet zubů kola čelního soukolí
m_e	[mm]	vnější modul kuželového soukolí
m_m	[mm]	střední modul
m_n	[mm]	normální modul čelního soukolí
σ_{FP}	[MPa]	přípustné napětí v ohybu
σ_{Flimb}^o	[MPa]	mez únavy v ohybu – bazový počet cyklů
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{co}^*	[MPa]	mez únavy v ohybu
τ_{ck}^*	[MPa]	mez únavy v krutu
σ_m	[MPa]	střední napětí v ohybu
σ_a	[MPa]	amplituda napětí v ohybu
τ_m	[MPa]	střední napětí v krutu
τ_a	[MPa]	amplituda napětí v krutu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ	[MPa]	napětí ve smyku
φ_3	[°]	úhel zkroucení výstupní hřídele
ω_v	[rad/s]	úhlová rychlost válce
ψ_m	[–]	poměr šířky ozubení ke střednímu modulu

2 Úvod

S rozvojem technologií důlní těžby uhlí roste její efektivita a výkonnost, a to klade vysoké nároky na plynulost a bezporuchovost všech pracovních pochodů v důlním provozu. Úbytek úhelných zásob nutí těžební společnosti provádět těžbu i z míst kde by dříve byla neekonomická a to především ze stále větších hloubek. To klade vysoké nároky na výkonnou a bezporuchovou dopravu. Má-li být taková doprava bezporuchová je potřeba aby dopravovaný materiál měl požadovanou kusovitost a nedocházelo tak k zbytečnému přetěžování a zahlcování dopravních cest. Především při těžbě v porubu o vyšší mocnosti dochází k výlomům nadměrných kusů hornin, které při následné dopravě od dobývacích strojů mohou způsobovat komplikace. Z tohoto důvodu se do hřeblového dopravníku v porubu začleňují průběžné drtiče, které zajišťují úpravu kusovitosti hornin na takovou velikost, která vyhovuje požadavkům následného dopravního zařízení. U takových to drtičů se nevyžaduje přesná velikost výstupních zrn, ale jen zdrobnění na určitou maximální velikost.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh drtiče, který bude umístěn na hřeblovém dopravníku a jehož činností bude drcení nadměrných kusů hornin na předem nastavenou maximální velikost.

3 Základní vlastnosti uhlí

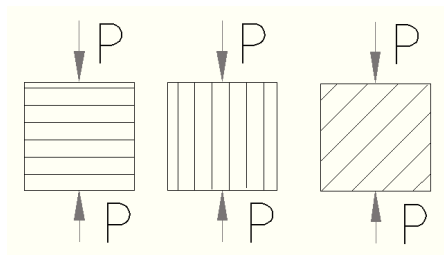
3.1 Uhlí a jeho klasifikace

Využití poznatku o složení uhlí především jeho fyzikálně mechanických vlastností má podstatný význam pro konstrukci důlních strojů a jejich části s ohledem na očekávaný výkon a životnost.

Uhlí je nehomogenní hmota jehož složení je rozdílné nejen v různých slojích, ale i v jedné a téže sloji, což se projevuje na jeho mechanických vlastnostech [4]. Při pohledu je zřejmé že se uhlí skládá z různých lesklých, matných a vláknitých vrstev, které vykazují rozdílné mechanické vlastnosti.

Uhelná sloj bývá prostoupena vrstvami jalovými, tzv. proplástky, a tvrdými vměstky s podstatně většími odpory proti rozpojení [4]. Charakteristickou vlastností uhlí je jeho vrstevnatost a u některého druhu uhlí také příčné prostoupení jednotlivých vrstev

jemnými trhlinami-diaklasami, jejichž přítomnost velmi usnadňuje mechanické rozpojování [5]. Vzhledem k nesourodému složení uhlí jej hodnotíme podle pevnosti, které zahrnuje mechanické vlastnosti jako tvrdost, pružnost a houževnatost. Provedenými zkouškami bylo ověřeno, že pevnost uhlí v tlaku a jeho odolnost proti rozrušení se mění podle směru působící síly k vrstevnatosti. Největší pevnost v tlaku vykazuje uhlí při kolmém působení tlaku na vrstevnatost a naopak nejmenší pevnost pod úhlem 45° (obr. 1.)



Obr. 1. Směr působení tlaku na vrstevnatost

Největší pevnost vykazuje uhlí v tlaku a naopak nejmenší pevnost pak v tahu a ohybu.

Pevnost uhlí ovlivňuje [4] :

- mineralizace
- stupeň prouhelnění
- obsah tvrdých uhelných složek, např. duritických a clarit-duritických
- stupeň tektonického porušení

Mechanické vlastnosti uhlí ovlivňuje jeho teplota, pórovitost, vlhkost, hloubka pod povrchem, obsah plynů ve sloji, apod. Určování pevností uhlí je velmi složitý problém a dosud neexistuje jednotná a přesná metoda jeho určování.

V tab. 1. jsou výsledky zkoušek na pevnost, kterou v minulosti prováděl Ústav pro vědecký výzkum uhlí v Praze.

	Číslo vzorku	Druh uhlí	Vlhkost %	Popelnatost %	Pevnost v tlaku (MPa)	
					I	II
ČERNÉ UHLÍ	1	Ostravské antracitové	1,34	2,86	8,9	7,2
	2	Ostravské koksující	1,11	18,8	10,5	8,7
	3	Kladenské	10,09	8,6	33,9	2,7
	4	Nýřanské	7,76	5,77	38,2	8,3
	5	Ostravské mdlé	1,99	5,82	96	87,9
HNĚDÉ UHLÍ	6	Mostecké	31,34	1,96	29,1	28,9
	7	Severočeské lesklé	21,26	4,56	46,2	45,1
	8	Handlovské	19,33	2,98		
	9	Dřevité	31,54	6,94	38,1	27,5
	10	Sokolovské	33,56	6,81	18,9	15,4
	11	Sokolovský boghead (Sokolovské hnědé uhlí kenelové)	28,7	3,74	29,3	27,1

I kolmo na vrstevné plochy

II rovnoběžně s vrstevnými plochami

Tab. 1. Pevnost uhlí v tlaku [5]

Nejpoužívanější způsob zjišťování pevnosti uhlí je metoda dynamického drcení, která umožňuje určit první kriteria pro výběr mechanizačních a dobývacích prostředků.

Z hlediska pevnosti uhlí v tlaku rozdělujeme uhlí na velmi pevné (35-40 MPa), pevné (25-30 MPa), středně pevné (10-15 MPa), a měkké (5-10 MPa) [4].

3.2 Zdrobňovací proces

Zdrobňování nerozstných surovin a jiných materiálů je stochastický proces, při kterém se působením vnějších sil překonávají vnitřní mezimolekulární síly soudržnosti a dochází tak k rozrušení zrn [2]. Rozpadem zrn při drcení nebo mletí roste jejich počet a tím vzrůstá celková plocha původního zrna jak je uvedeno v tab. 2.

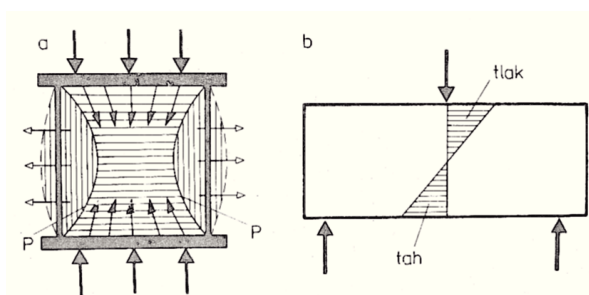
Vzrůst celkového povrchu při dělení krychle o objemu 1 cm^3 .

Velikost krychle	1 cm	1 mm	100 mikronů	10 mikronů	1 mikron
Počet krychlí	1	103	106	109	1012
Celkový povrch	6 cm^2	60 cm^2	600 cm^2	6000 cm^2	6 m^2

Tab. 2. Celkový povrch tělesa vzhledem k jeho dělení [3]

K rozrušování zdrobňovaných materiálu lze využít různých způsobů drcení nebo mletí, především takových, u kterých převládá namáhání tlakem, úderem, stříhem a popřípadě také namáhání na ohyb. Způsob zdrobňování je dán konstrukcí použitého stroje, ale u většiny těchto strojů se využívá kombinace několika různých způsobů namáhání což činí průběh zdrobňování velmi složitý.

Při zdrobňování dochází k rozpadu zrna vždy v místech se sníženou pevností. Při tlakových zkouškách pevnosti v lisu vznikají ve vzorku charakteristické smykové plochy P, podél kterých dochází k odlamování drobků se kousků na jeho bocích. Jestliže je zrno namáháno na ohyb, vyvolávají tlakové síly tlak i tah [2].



Obr. 2. Síla a napětí při drcení vzorku horniny tlakem a ohybem.

3.3 Teorie zdrobňování

Do dnešní doby vzniklo několik teorií zdrobňování, ale žádná z nich neřeší průběh zdrobňování komplexně.

Povrchová teorie (podle Rittingera) [6]

Předpokládá, že energie (práce) spotřebovaná při drcení je úměrná nově vytvořenému povrchu. Podle této teorie je úměrná spotřeba práce při drtícím procesu určena vztahem.

$$w = C_R \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right)$$

w - měrná spotřeba práce

C_R - empiricky stanovená konstanta

D - střední průměr zrn před zdrobněním

d - střední průměr zrn po zdrobnění

Objemová teorie (podle Kicka) [6]

Objemová teorie drcení vychází z předpokladu, že celkové množství technické práce odpovídá elastické deformační práci vynaložené k rozrušení částice. Podle objemové teorie je hodnota měrné spotřeby práce stanovena vztahem.

$$w = C_K \log \frac{D}{d}$$

w - měrná spotřeba práce

C_K – empiricky stanovená konstanta

D – střední průměr částic před zdrobněním

d – střední průměr částic po zdrobnění

Třetí teorie zdrobňování (podle Bonda) [6]

Tato teorie předpokládá, že množství energie potřebné ke zdrobnění částic je závislé jak na velikosti objemu, tak na velikosti povrchu částic. Pro zdrobňování směsí zrn lze pak podle Bondovy teorie stanovit potřebnou spotřebu měrné práce z výrazu.

$$w = C_B \left(\frac{1}{\sqrt{d}} - \frac{1}{\sqrt{D}} \right)$$

w – měrná spotřeba práce

C_B – empiricky stanovená konstanta

D – střední průměr zrn před drcením

d – střední průměr zrn po drcení

3.4 Vlastnosti zdrobňovaného materiálu

Z vlastností zdrobňovaných hornin má rozhodující význam jejich pevnost v tlaku, smyku a úderu, menší význam má jejich pevnost ohybu a tahu [2]. Hlavním faktorem je především pevnost v tlaku, na kterou má vliv geologické poměry ložiska a která může značně kolísat. K dalším podstatným vlastnostem patří tvrdost, soudržnost, křehkost, pružnost, případně tvárlivost, struktura a textura hornin, obsah vody, stupeň zvětrání, aj. Odpor horniny proti rozdrncení závisí na tom, je-li celistvá vrstevnatá nebo krystalická, stejnorodá nebo prorostlá, vyskytují-li se v ní diaklasy nebo jiné trhliny, atd. [3].

U nesterjnorodých hornin skládajících se ze dvou a více složek se projevuje též vliv rozdílných mechanických vlastností jednotlivých složek [2].

3.5 Spotřeba energie při drcení

Při drcení se jednotlivá zrna rozpadají v místech se sníženou pevností a s dalším postupným drcením počet takových míst klesá a současně se zvětšuje odpor zrn proti dalšímu drcení což vede k nárůstu spotřeby energie při zdobňování.

Množství energie spotřebované při drcení a mletí určují v podstatě tři faktory [2]:

- Vlastnosti zdobňovaných materiálů
- Způsob, jakým jsou tyto materiály zdobňovány
- Stupeň drcení nebo mletí

Energetická náročnost drtičů a mlýnů závisí především na velikosti nově vzniklého povrchu, tedy na stupni drcení nebo mletí. Při drcení je obvykle stupeň zdobnění malý a energetická náročnost nízká, naopak při mletí je stupeň zdobnění velký a energetická náročnost vysoká, na které se také podílí nízká účinnost mlýnů.

Dále se na energetické náročnosti drcení podílí způsob, jakým jsou jednotlivá zrna drcena /tlak, tah, ohyb/ a konstrukce použitých drtičů nebo mlýnů.

Pro drcení a mletí jsou uváděny tyto spotřeby energie [2]

- hrubé drcení 10,8-14,4 MJ/t
- jemné drcení 18,0-21,6 MJ/t
- mletí 72-108 MJ/t
- jemné mletí 360-3600 MJ/t

3.6 Volba drtiče

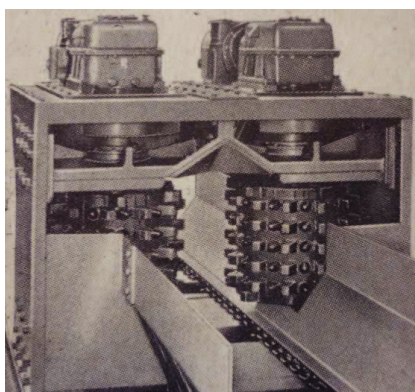
Při volbě typů drtičů nebo mlýnů jsou rozhodující tyto hlediska [3]:

- mechanické a fyzikální vlastnosti rozpojovaných nerostů a hornin
- velikost kusů nebo zrn, jež mají být zdobněny
- velikost kusů nebo zrn, jež mají být zdobněním získány
- požadovaná výkonnost stroje v m^3/hod nebo t/hod
- množství nechtěně vznikajících jemných zrn

Způsob drcení má velký vliv na vznik drobných-přemletých zrn, jejich větší množství lze omezit vhodným výběrem konstrukce použitého drtiče. Především při drcení uhlí v porubu je vznik většího množství uhelného prachu nežádoucí. V hlubinných

dolech se používají průběžné drtiče, které se instalují na hřetlové dopravníky v blízkosti porubních stěn nebo na sběrných třídách. Od těchto drtičů se nepožaduje přesná velikost výstupních zrn, ale jen zmenšení procházejících kusů horniny na přijatelnou velikost [1].

V současnosti se vyrábějí především jednoválcové bubnové nebo kladivové drtiče, které jsou konstrukčně jednoduché, výkonné, nenáročné na údržbu a provoz. K dříve vyráběným drtičům, které se ještě i dnes používají, patří drtiče čelistové, dvouválcové, dvouválcové s kuželovými válci.



Obr. 3. Dvouválcový drtič firmy Wedag, NSR

Požadavky kladené na důlní drtiče

- schopnost drtit horninu-uhlí do jeho maximální pevnosti
- drticí výkon 1000 t/hod, popř. i více
- možnost vestavění do tratě hřetlového dopravníku
- maximální životnost drtiče
- použití v prostředí s nebezpečím výbuchu /metan, prach/
- nízká náročnost na údržbu
- splnění hygienických předpisů /hluk, prašnost/
- cena stroje

4 Přehled v současné době používaných drtičů

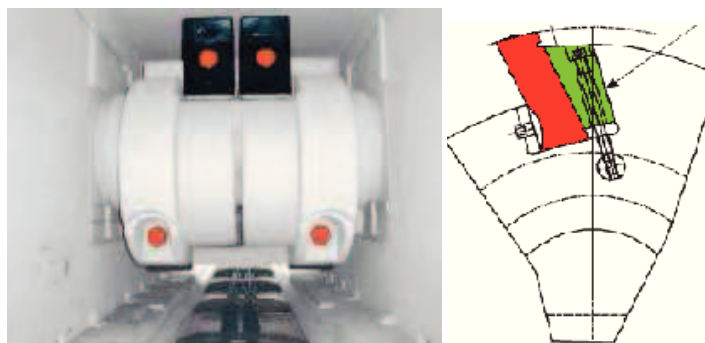
4.1 Drtiče firmy Halbach-Braun, SRN [16]

Kladivové průběžné drtiče

Jedná se o rotační kladivový drtič určený k drcení uhlí, a jiných materiálu do pevnosti 130 MPa. Masivní rotor drtiče je nejčastěji vyroben z ocelolitiny po jehož obvodě jsou protilehle umístěny drtící segmenty z velmi tvrdého materiálu. Segmenty se k rotoru upevňují buď šrouby, nebo zaklínováním do drážky, tak aby bylo možno provést rychlou výměnu po jejich opotřebení. Vzhledem k vysoké obvodové rychlosti rotoru (20 m/s) je tento typ drtiče poháněn elektromotorem prostřednictvím klínových řemenu a setrvačníku, který vyrovnává nerovnoměrnost zatížení pohonu při kolísání objemu drceného materiálu na hřeblovém dopravníku. Jako bezpečnostní pojistka se používá spojka umístěná na setrvačníku, která chrání drtič před poškozením při vniknutí nedrtitelné horniny do drtícího prostoru. Výškovou stavitelnost drtícího válce nad hřeblovým dopravníkem nejčastěji zajišťuje hydraulický systém. Drtiče se umísťují před koncem tratě sběrného hřeblového dopravníku.



Obr. 4. Kladivový drtič HB



Obr. 5. Upevnění drticích segmentu pomocí klínů a šroubů

Vyrábí se ve třech řadách podle výkonu, druhu drceného materiálu, a vstupního otvoru

- HB 11/8 SK, HB 11/11 SK, HB 11/14 SK
- HB 14/14 SK, HB 14/18 SK
- HB 18/14 SK, HB 18/18 SK

Válcové průběžné drtiče

Rotační jednoválcový drtič určený pro drcení křehkých a středně tvrdých materiálu do pevnosti v tlaku 100 MPa. Drtič lze nastavit na velikost výstupních produktů v rozmezí 0-150 mm (max. 300mm). Základem je masivní válec s navařenými držáky pro drticí nože, jejichž řezná část je vyrobena z tvrdokovu nebo slinutých karbidů a které se taktéž používají u dobývacích kombajnů. Nože jsou systematicky umístěny tak aby optimálně drtily horninu procházející mezi drticím válcem a hřeblovým dopravníkem. Drticí válec je poháněn elektromotorem přes převodovku a bezpečnostní spojku, která zajišťuje prokluz hnací hřídele při vniknutí nedrtitelného tělesa do drtiče.



Obr. 6. Válcový drtič

Vyráběné velikosti válcových drtičů

- HB 14/14 W
- HB 14/18 W

4.2 Drtiče firmy T Machinery a.s. , Česká republika [14]

Drtiče typu DU je určeny pro drcení uhlí a hornin s tvrdostí do 130 MPa. Jedná se o kladivový rotační drtič, jednoválcový, který je obdobou drtiče od firmy Halbach-Braun.



Obr. 7. Drtič DU 2

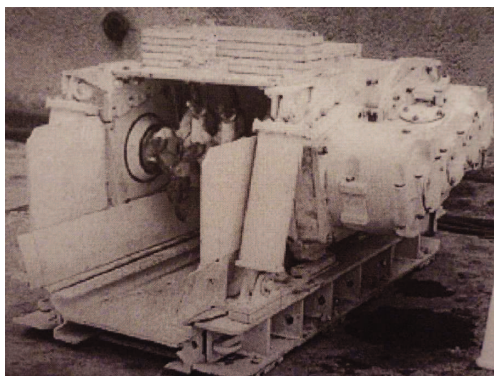
Jedná se o výškově stavitelný rotor s drtíci segmenty, poháněný elektromotorem přes klínové řemeny a setrvačnick. Konstrukce drtiče dovoluje jejich použití u hřeblových dopravníků různých typů. Drtiče DU se vyrábějí v těchto provedeních s těmito technickými parametry:

		DU 1	DU 2	DU 3	DF 9/12 P
Kapacita průtočnosti	m ³ /hod	1 000 - 1 500	600 - 1 000	2 000	1 500
Výkon elektromotoru	kW	100 - 160	75 - 100	160	160
Otáčky drtícího bubnu	min ⁻¹	469	520	469	470
Max. vnější rozměry drtící hmoty					
• výška	mm	1 000	600 - 700	1 150	1 200
• šířka	mm	900	600 - 800	1 200	1 000
• délka	mm	neomezená	neomezená	neomezená	neomezená
Výška průchozího otvoru	mm	190 - 340	105 - 330	160 - 340	190 - 340
Vnější rozměry drtiče:					
• výška	mm	1 870	1 250 - 1 360	1 900	1 800
• šířka	mm	1 830	1 640 - 1 710	2 200	1 940
• délka	mm	4 500	3 000 - 4 500	4 500	4 500
Hmotnost	kg	14 500	9 060 - 12 780	20 000	18 140
Šířka dopravníku	mm	700 - 800	600 - 750	800 - 1 000	do 1 100

Tab. 3. Technické parametry DU drtičů

4.3 Drtiče firmy OSTROJ a.s. Opava, Česká republika [7]

Průběžný drtič určený k plynulému drcení velkých kusů uhlí, umístěný na trati sběrného hřeblového dopravníku. Jednoválcový drtič s rotačními segmenty a řeznými noži, je umístěn na výškově stavitelném výkyvném rámu s hydraulickým regulačně-pojistným zařízením. Pohon drtícího válce je zajištěn elektromotorem s převodovkou. Dříve vyráběný typ DR 1 byl nahrazen novějším typem DR 2.



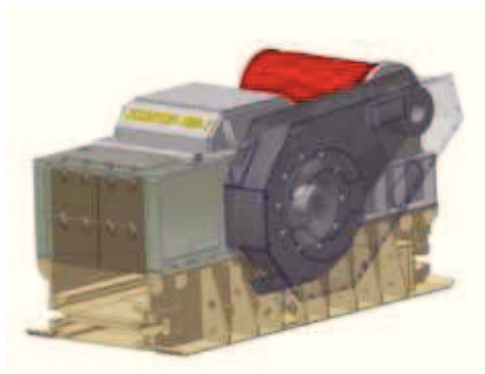
Obr. 8. Drtič DR 2

4.4 Drtiče firmy RYFAMA S.A. , Polsko [15]

Kladivové průběžné drtiče

Principiálně se jedná o stejný kladivový drtič jako drtiče od firmy Halbacht-Braun a T-Machinery. Drtič několika rotačními kladivy je poháněn elektromotorem přes klínové řemeny a setrvačnick. Vyrábí se v těchto provedeních, kde číselná hodnota udává výkon v t/h.

- DLB 800, DLB 1000, DLB 1200
- Scorpion 1800 P
- Scorpion 3000 P



Obr. 9. Drtič Scorpion 1800P

Tento kladivový průběžný drtič vychází koncepčně z drtičů DLB a Scorpion, liší se jen způsobem pohonu, který zde zajišťuje elektromotor s převodovkou. Vyrábí se ve dvou velikostech.

- Scorpion 1800
- Scorpion 3000



Obr. 10. Drtič Scorpion 1800

Válcové drtiče KS

Jedná se o sestavu drtícího válce s drtícími noži, který je jednostranně uchycen v převodovce, kterou pohání elektromotor. Celá sestava je upevněna na výkyvném rámu, který je zvedán nebo spouštěn do záběru hydraulickým válcem.

Drtič se používá k drcení obzvláště velkých kusů uhlí, u kterého by další doprava způsobovala zahlcení dopravníku a nahrazuje tak dosavadní ruční rozbíjení velkých kusů uhlí. Při používání tohoto drtiče je nutné dbát zvýšené bezpečnosti, vzhledem k částečně nechráněnému drtícímu válci. Vyrábí se ve dvou provedeních- menší KS 2 s řemenovým pohonem a elektromotorem o výkonu 100-132 kW a větší typ KS 4 s převodovkou a elektromotorem o výkonu 132-250 kW.



Obr. 11. Drtič KS2

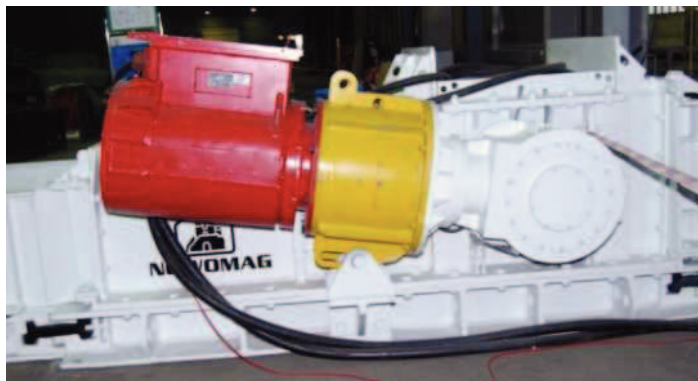


Obr. 12. Drtič KS4

4.5 Drtiče firmy NOWOMAG S.A., Polsko [16]

Jedná se o průběžné rotační kladivové drtiče se stejnou koncepcí jako již uvedené kladivové drtiče. Pohon je zajišťován elektromotorem přes klínové řemeny a setrvačnick nebo přes převodovku. Vyrábí se v těchto provedeních.

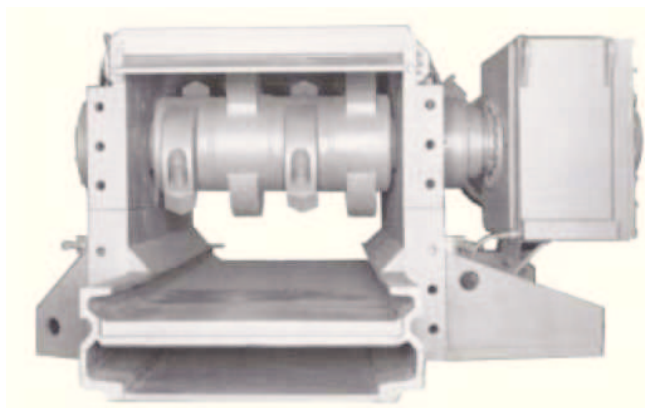
- UKU-1500 NOWOMAG
- UKU-1600 NOWOMAG
- KD-1600 NOWOMAG



Obr. 13. Drtič KD 1600 NOWOMAG

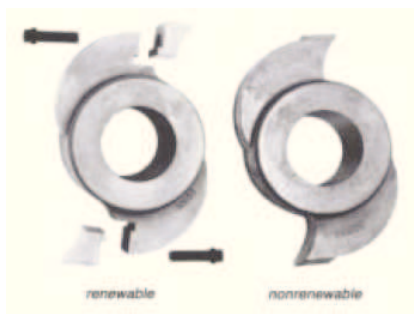
4.6 Drtiče firmy McLanahan, USA [18]

Kladivový rotační drtič, jehož rotor je složen z několika kladiv a je výškově stavitelný. Pohon je zajištěn elektromotorem přes klínové řemeny nebo převodovku. K drcení hornin dochází, obdobně jako u výše uvedených kladivových drtičů, a to vlivem velké kinetické energie rotačních kladiv.



Obr. 14. Drtič 42" HDXLP

Drťící kladiva jsou vyráběna s pevnými nebo vyměnitelnými segmenty z tvrdokovu.



Obr. 15. Upevnění drťících segmentů

Výkon drtičů je určen šířkou drtiče 42" a 48" a průměrem drticích kladiv.

Roll Setting	42" HDXLP	48" HDXLP
4°	1,764 T.P.H.	2,016 T.P.H.
6°	2,100 T.P.H.	2,400 T.P.H.
8°	2,436 T.P.H.	2,784 T.P.H.
10°	2,772 T.P.H.	3,168 T.P.H.

Tab. 4. Výkon drtičů

5 Vybavení porubu

Při dobývání středně mocných a mocných slojí dochází k vypadávání větších kusů rubaniny což vede k nutnosti použití zařízení pro zmenšení těchto kusů – drtiče.

Pro dobývání středně mocných slojí se používá:

Hřeblový dopravník R 255/842

Základní parametry:

- šířka 842 mm
- výkon 1000 t/h
- rychlost 1,39 m/s

Důlní výztuž MEOS 22/46

Základní parametry:

- pracovní rozsah 2500-4600 mm
- šířka sekce 1500 mm
- nosnost sekce 5 220 kN
- odpor sekce 800 kN/m²

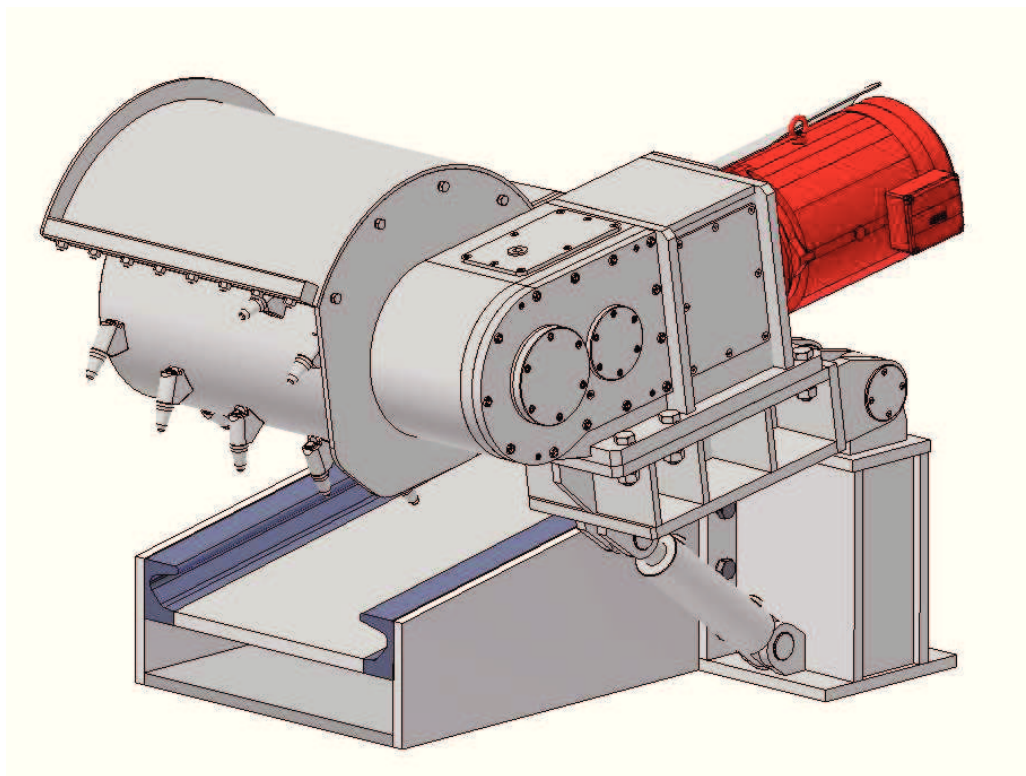
Porubový kombajn KSW 500

Základní parametry:

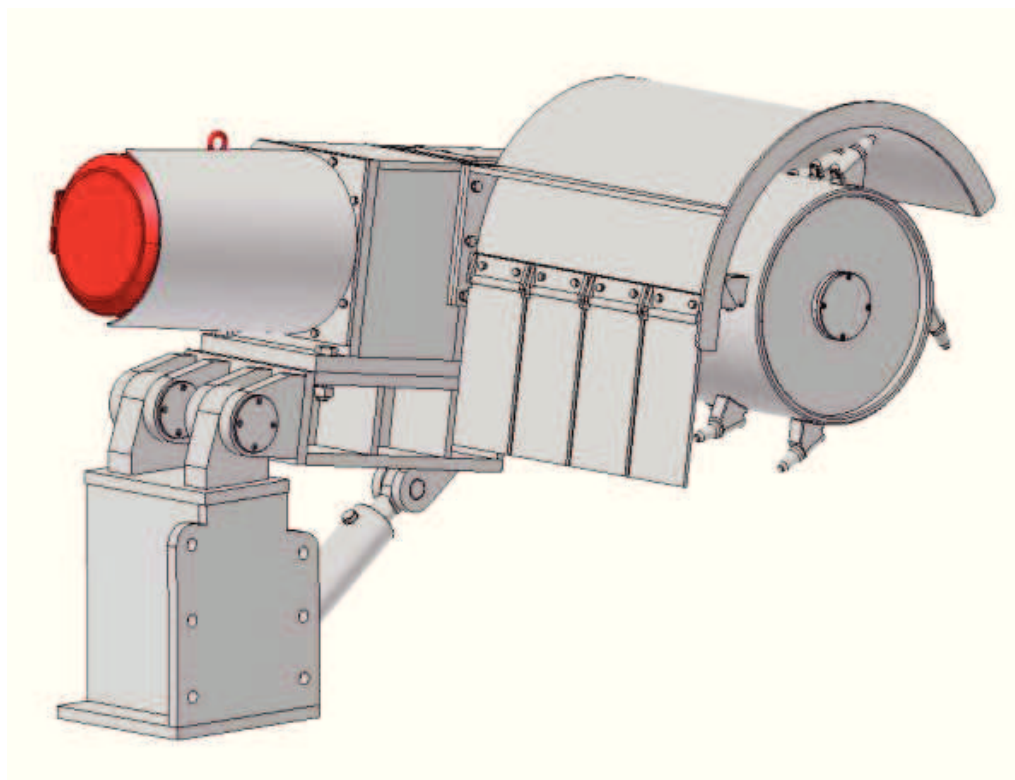
- pracovní rozsah 2500-4600 mm
- příkon 600 kW
- maximální rychlost pojezdu 0-7 m/s

6 Návrh porubového drtiče

Porubový drtič je upevněn na výběhu hřeblového dopravníku. Navržený drtič se skládá s drtícího válce, který je upevněn na výstupní hřídeli dvoustupňové převodovky, kterou přes spojku pohání elektromotor. Drtící válec je opatřen krytem, který je ze zadní části doplněn výkyvnými zábranami proti vyletujícím kusům hornin. Z přední části jsou na krytu umístěny trysky vodní sprchy. Celá sestava je upevněna na saních stojanu drtiče. Výškovou stavitelnost drtícího válce nad hřeblovým dopravníkem zajišťuje přímočarý hydromotor, který je napojen na hydraulický systém.



Obr. 16. Návrh porubového drtiče upevněného na hřeblovém dopravníku



Obr. 17. Návrh porubového drtiče

7 Základní výpočet drtiče

Výpočet výkonu drtiče je proveden na základě analogie s válcovými drtiči, kdy jsou při výpočtu použity jen hodnoty pevnosti uhlí, nikoli-li pevnostní hodnoty dalších tvrdších hornin které se mohou ve sloji vyskytovat. Z toho důvodu je pro další výpočet použita hodnota výkonu vyšší než původně zjištěná. Předimenzování drtiče na uvedený výkon vychází z podobných drtičů vyráběných v zahraničí.

7.1 Výkon drtiče

$$P_{d1} = F_{cdr} * f_n * \frac{D_v}{2} * \omega_v = 21000 * 0,42 * \frac{0,85}{2} * 18,85 = 70\,659\,W \cong \underline{70,7\,kW} \quad (1)$$

f_n – součinitel tření mezi nožem a uhlím (0,38 - 0,44)

D_v – průměr drtícího válce ($D_v=0,85\,m$)

Maximální drtící síla na jeden nůž

$$F_{dr} = \sigma_{uh} * S_n * \mu = 40 * 50 * 1,5 = \underline{3000 \text{ N}} \quad (2)$$

σ_{uh} – pevnost uhlí v tlaku (*velmi pevné uhlí 40 MPa*)

S_n – plocha vzniklá otupením nože (*max. hodnota $S = 50 \text{ mm}^2$*)

μ – součinitel nakypření (*1,1 - 1,5*)

Celková drtící síla

$$F_{cdr} = F_{dr} * n_n = 3000 * 7 = \underline{21\,000 \text{ N}} \quad (3)$$

n_n – počet nožů v záběru (*teoretický předpoklad - 1/3 s celkového počtu 20 nožů*)

Úhlová rychlost válce

$$\omega_v = \frac{\pi * n_v}{30} = \frac{\pi * 180}{30} = \underline{18,85 \text{ rad/s}} \quad (4)$$

n_v – otáčky drtícího válce (*$n = 180 \text{ ot/min}$*)

Předimenzování výkonu drtiče na 100kW

Krouticí moment na hřídeli válce drtiče

$$M_{k3} = \frac{P_{d2} * 30}{\pi * n_v} = \frac{100000 * 30}{\pi * 180} = \underline{5305 \text{ Nm}} \quad (5)$$

7.2 Propustnost drtiče

Jedním z parametrů drtiče je jeho propustnost, která určuje minimální výšku drtícího válce nad hřeblovým dopravníkem při maximálním výkonu hřeblového dopravníku.

Podmínka - rychlost hřeblového dopravníku musí být menší než obvodová rychlost drtícího válce.

$$v_h < v_v \Rightarrow 1,39 < 8$$

$$v_v = \omega_v * \frac{D_v}{2} = 18,85 * \frac{0,85}{2} = \underline{8 \text{ m/s}} \quad (6)$$

Výkon hřeblového dopravníku

$$Q = 1000 \text{ t/h} \Rightarrow 833 \text{ m}^3/\text{h}$$

Průřezová plocha objemového průtoku materiálu

$$S_m = \frac{Q}{3600 \cdot v_h} = \frac{833}{3600 \cdot 1,39} = \underline{0,1665 \text{ m}^2/\text{s}} \quad (7)$$

Minimální propustná výška pod drtícím válcem

$$h_{\min} = \frac{S_m}{b_h} = \frac{0,1665}{0,842} = 0,198 \text{ m} \cong \underline{200 \text{ mm}} \quad (8)$$

8 Základní výpočet převodové skříně drtiče pro výkon 100 kW

Vstupní otáčky jsou určeny podle použitého elektromotoru a výstupní otáčky jsou stanoveny podle obdobného typu porubového drtiče vyráběného polskou firmou RYFAMA .

- vstupní otáčky pastorku – $n_1=1480 \text{ ot/min}$
- výstupní otáčky hřídele drtícího válce- $n_3= 180 \text{ ot/min}$

Výpočet krouticího momentu

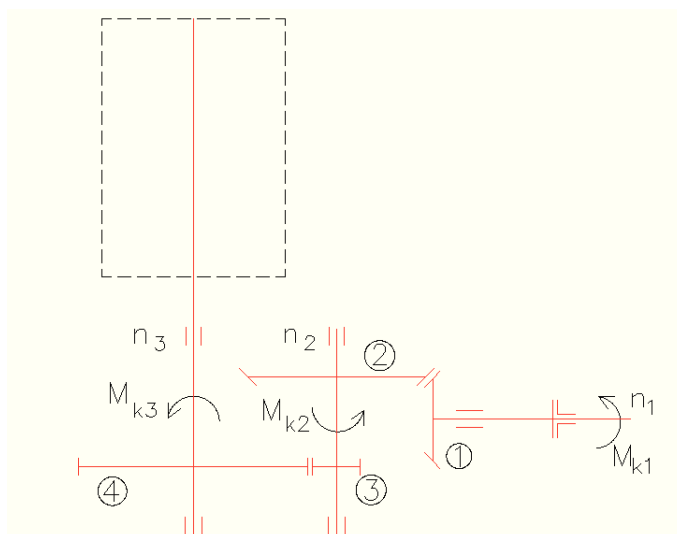
- na vstupní hřídeli pastorku kuželového soukolí

$$M_{k1} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n_1} = \frac{100000 \cdot 30}{\pi \cdot 1480} = \underline{645 \text{ Nm}} \quad (9)$$

- na výstupní hřídeli drtícího válce

$$M_{k3} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n_2} = \frac{100000 \cdot 30}{\pi \cdot 180} = \underline{5305 \text{ Nm}} \quad (10)$$

Kinematické schéma převodovky



Obr. 18. Kinematické schéma převodovky

8.1 Výpočet parametrů převodu

Rozdělení převodového poměru

- celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1480}{180} = \underline{8,22} \quad (11)$$

- rozdělení převodu na dva dílčí

$$i_{1,2} = i_{3,4} = \sqrt{i_c} = \sqrt{8,22} = \underline{2,87} \quad (12)$$

Volba počtu zubů

- pastorek kuželového převodu - $z_1 = 17$ zubů
- pastorek čelního převodu – $z_3 = 19$ zubů
- kuželové kolo – $z_2 = u_{1,2} * z_1 = 2,87 * 17 = 49$ zubů (13)
- čelní kolo – $z_4 = u_{3,4} * z_3 = 2,87 * 19 = 55$ zubů (14)

Skutečný převodový poměr

$$i_s = i_{1,2} * i_{2,3} = \frac{z_2}{z_1} * \frac{z_4}{z_3} = \frac{49}{17} * \frac{55}{19} = \underline{8,34} \quad (15)$$

8.2 Výpočet modulu a šířky ozubení

Výpočet základního parametru tj. modulu a šířky ozubení je proveden na základě zjednodušených výpočtových vztahu podle ČSN 014686 [19].

Výpočet kuželové soukolí se šikmými zuby - pastorek**Střední modul**

$$m_m = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_F * T_1}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) * z_1 * \sigma_{FP}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{1,73 * 645}{7,7 * 17 * 420}} = \underline{4,9 \text{ mm}} \quad (16)$$

$f_F = 18$ - pro kalená ozubená kola

$$K_F = K_H = K_A * K_{H\beta} = 1,5 * 1,15 = 1,73 \quad (17)$$

$$T_1 = M_{k1} = 645 \text{ Nm}$$

$$\psi_m = \frac{b_{wF}}{m_m} = \frac{z_1 * \psi_L * \sqrt{1+i^2}}{2 - \psi_L} = \frac{17 * 0,26 * \sqrt{1+2,87^2}}{2 - 0,26} = \underline{7,7} \quad (18)$$

$\psi_L = (0,17 \div 0,35)$ –šířka ozubení k délce povrchy roztečného kužele

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb}^o = 0,6 * 700 = 420 \text{ MPa}$$

Volba materiálu - kolo 1,2 \Rightarrow 14 220, cementováno, povrchově kaleno, mez únavy v ohybu $\Rightarrow \sigma_{Flimb1}^o = 700 \text{ MPa}$

Vnější modul

$$m_e = m_m * \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 4,9 * \left(1 + \frac{7,7}{\sqrt{17^2 + 49^2}}\right) = \underline{5,63 \text{ mm}} \quad (19)$$

Šířka ozubení

$$b_{w1} = \psi_m * m_m = 7,7 * 5,63 = 43,4 \text{ mm} \quad (20)$$

Zvolený modul $\underline{m_e = 6 \text{ mm}}$, šířka ozubení $\underline{b_{w1} = 45 \text{ mm}}$

Výpočet čelního soukolí s šikmými zuby – čelní kolo**Normální modul**

$$m_n = f_F * \sqrt[3]{\frac{K_F * T_3}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) * Z_4 * \sigma_{FP}}} = 18 * \sqrt[3]{\frac{1,9 * 5305}{15 * 55 * 420}} = \underline{5,54 \text{ mm}} \quad (21)$$

$f_F = 18$ - pro kalená ozubená kola

$$\psi_m = (b_{wF} / m_n) = 15$$

$$K_F = K_H = K_A * K_{H\beta} = 1,5 * 1,27 = 1,9 \quad (22)$$

$$T_3 = M_{k3} = 5305 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 * \sigma_{Flimb1}^o = 0,6 * 700 = 420 \text{ MPa}$$

Volba materiálu - kolo 3,4 \Rightarrow 14 220, cementováno, povrchově kaleno, mez únavy

$$\text{v ohybu} \Rightarrow \sigma_{Flimb1}^o = 700 \text{ MPa}$$

Šířka ozubení

$$b_{w2} = \psi_m * m_n = 15 * 5,54 = 83,1 \text{ mm} \quad (23)$$

Zvolený modul $\underline{m_n = 6 \text{ mm}}$, šířka ozubení $\underline{b_{w2} = 90 \text{ mm}}$

Zjištěné hodnoty jsou použity pro další výpočet, který je proveden v programu AUTODESK INVENTOR (viz. příloha A,B), kdy je současně provedena kontrola ozubení včetně určení součinitelů bezpečnosti v ohybu a dotyku. Výpočet také obsahuje hodnoty působících sil v ozubení, které jsou použity v následující kapitole 8.3. ve výpočtech reakcí a ohybových momentů.

8.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů

Výpočet reakcí v podporách (ložiscích) je proveden z důvodů kontroly ložisek, respektive pro určení jejich životnosti. Výpočet ohybových momentů v maximálně namáhaných místech a v nebezpečných průřezích hřídelí je použit pro výpočet statické a dynamické bezpečnosti v kap. 8.4.

8.3.1 Výpočet reakcí a ohybových momentů na vstupní hřídeli

☐ **Zatížení**

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	100,000 kW	98,000 kW
Otáčky	n	1480,00 rpm	513,47 rpm
Svěrný moment	T	645,223 N m	1822,564 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Obvodová síla	F_t	14790,167 N	
Normální síla	F_n	15953,961 N	
Radiální síla (směr 1)	F_{r1}	4230,995 N	4228,296 N
Radiální síla (směr 2)	F_{r2}	5940,596 N	-699,376 N
Osová síla (směr 1)	F_{a1}	4228,296 N	4230,995 N
Osová síla (směr 2)	F_{a2}	-699,376 N	5940,596 N
Obvodová rychlost	v	6,761 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	16303,285 rpm	

Tab. 5. Zatížení kuželového soukolí

$F_{r1} = 4231 \text{ N}$, $F_{a1} = 4228 \text{ N}$, $F_{t1} = 14790 \text{ N}$ – dle tab. 5.

Základní rozměry podle konstrukčního řešení:

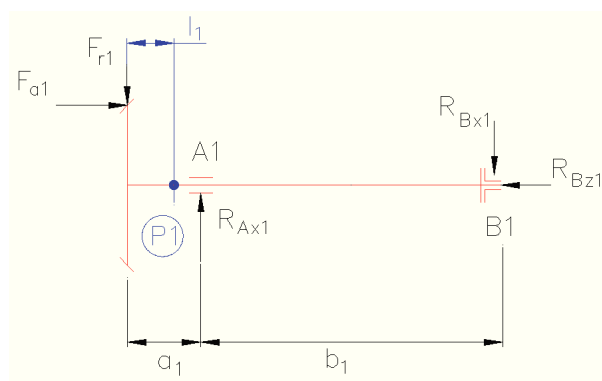
$a_1 = 45 \text{ mm}$

$b_1 = 120 \text{ mm}$

$l_1 = 35 \text{ mm}$

Reakce v podporách

- rovina xz



Obr. 19. Působení sil a reakce v rovině xz

$$\sum F_{iz} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bz1} - F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{Bz1} = F_{a1} = \underline{4228 \text{ N}} \quad (24)$$

$$\sum M_{iA1} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{r1} * a_1 - R_{Bx1} * b_1 = 0 \quad (25)$$

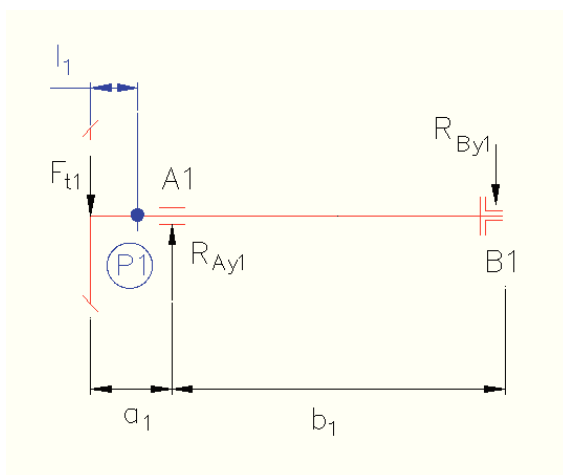
$$R_{Bx1} = \frac{F_{r1} * a_1}{b_1} = \frac{4231 * 0,045}{0,12} = \underline{1587 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iB1} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{r1} * (a_1 + b_1) - R_{Ax1} * b_1 = 0 \quad (26)$$

$$R_{Ax1} = \frac{F_{r1} * (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{4231 * (0,045 + 0,12)}{0,12} = \underline{5818 \text{ N}}$$

- rovina yz



Obr. 20. Působení sil a reakce v rovině yz

$$\sum M_{iA1} = 0 \Rightarrow$$

$$F_t * a_1 - R_{By1} * b_1 = 0 \quad (27)$$

$$R_{By1} = \frac{F_t * a_1}{b_1} = \frac{14790 * 0,045}{0,12} = \underline{5546 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iB1} = 0 \Rightarrow$$

$$F_t * (a_1 + b_1) - R_{Ay1} * b_1 = 0 \quad (28)$$

$$R_{Ay1} = \frac{F_t * (a_1 + b_1)}{b_1} = \frac{14790 * (0,045 + 0,12)}{0,12} = \underline{20336N}$$

Výsledná reakce- síla v podporách

$$R_{A1} = \sqrt{R_{Ax1}^2 + R_{Ay1}^2} = \sqrt{5818^2 + 20336^2} = \underline{21152 N} \quad (29)$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{Bx1}^2 + R_{By1}^2} = \sqrt{1587^2 + 5546^2} = \underline{5769 N} \quad (30)$$

Ohybové momenty k bodu A1, P1

- rovina xz

$$M_{oA1x} = -F_{r1} * a_1 = -4231 * 0,045 = -190Nm \quad (31)$$

$$M_{oP1x} = -F_{r1} * l_1 = -4231 * 0,035 = -148Nm \quad (32)$$

- rovina yz

$$M_{oA1y} = -F_{t1} * a_1 = -14790 * 0,045 = -666Nm \quad (33)$$

$$M_{oP1y} = -F_{t1} * l_1 = -14790 * 0,035 = -518Nm \quad (34)$$

Maximální ohybový moment k bodu A1, P1

$$M_{oA1max} = \sqrt{M_{oA1x}^2 + M_{oA1y}^2} = \sqrt{(-190)^2 + (-666)^2} = \underline{692 Nm} \quad (35)$$

$$M_{oP1max} = \sqrt{M_{oP1x}^2 + M_{oP1y}^2} = \sqrt{(-148)^2 + (-518)^2} = \underline{538 Nm} \quad (36)$$

8.3.2 Výpočet reakcí a ohybových momentů na předlokové hřídeli

☐ **Zatížení**

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	100,000 kW	98,000 kW
Otáčky	n	516,00 rpm	178,25 rpm
Svěrný moment	T	1850,639 N m	5249,970 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	12551,017 N	
Obvodová síla	F_t	30214,832 N	
Axiální síla	F_a	10997,299 N	
Normální síla	F_n	34570,357 N	
Obvodová rychlost	v	3,278 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	10030,405 rpm	

Tab. 6. Zatížení čelního soukolí

$F_{r2}=4228\text{N}$, $F_{a2}=4231\text{N}$, $F_{t2}=14790\text{N}$ – dle tab. 5.

$F_{r3}=12551$, $F_{a3}=10997\text{N}$, $F_{t3}=30215\text{N}$ – dle tab. 6.

Základní rozměry podle konstrukčního řešení:

$a_2=95\text{ mm}$

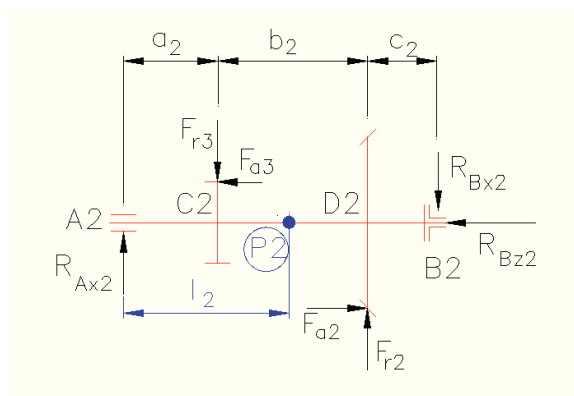
$b_2=80\text{ mm}$

$c_2=87\text{ mm}$

$l_2=152\text{ mm}$

Reakce v podporách

- rovina xz



Obr. 21. Působení sil a reakce v rovině xz

$$\sum F_{iz} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bz2} - F_{a2} + F_{a3} = 0 \Rightarrow R_{Bz2} = F_{a2} - F_{a3} = 4231 - 10997 = \underline{-6766 \text{ N}} \quad (37)$$

$$\sum M_{iA2} = 0 \Rightarrow$$

$$-R_{Bx2} * (a_2 + b_2 + c_2) + F_{r2} * (a_2 + b_2) - F_{r3} * a_2 = 0 \quad (38)$$

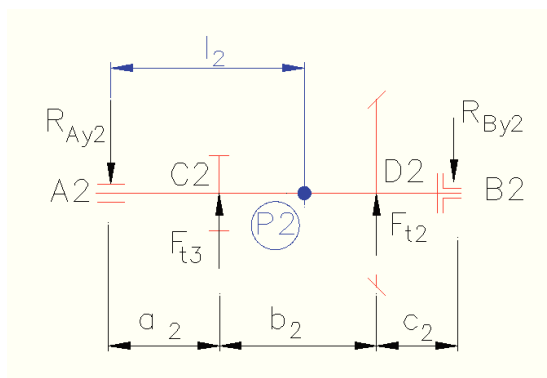
$$R_{Bx2} = \frac{F_{r2} * (a_2 + b_2) - F_{r3} * a_2}{(a_2 + b_2 + c_2)} = \frac{4228 * 0,175 - 12551 * 0,095}{(0,095 + 0,08 + 0,087)} = \underline{-1727 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iB2} = 0 \Rightarrow$$

$$-R_{Ax2} * (a_2 + b_2 + c_2) + F_{r3} * (b_2 + c_2) - F_{r2} * c_2 = 0 \quad (39)$$

$$R_{Ax2} = \frac{F_{r3} * (b_2 + c_2) - F_{r2} * c_2}{(a_2 + b_2 + c_2)} = \frac{12551 * 0,167 - 4228 * 0,087}{(0,095 + 0,08 + 0,087)} = \underline{6596 \text{ N}}$$

- rovina yz



Obr. 22. Působení sil a reakce v rovině yz

$$\sum M_{iA2} = 0 \Rightarrow$$

$$-R_{By2} * (a_2 + b_2 + c_2) + F_{t2} * (a_2 + b_2) + F_{t3} * a_2 = 0 \quad (40)$$

$$R_{By2} = \frac{F_{t2} * (a_2 + b_2) + F_{t3} * a_2}{(a_2 + b_2 + c_2)} = \frac{14790 * 0,175 + 30215 * 0,095}{(0,095 + 0,08 + 0,087)} = \underline{20835 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iB2} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ay2} * (a_2 + b_2 + c_2) - F_{t3} * (b_2 + c_2) - F_{t2} * c_2 = 0 \quad (41)$$

$$R_{Ay2} = \frac{F_{t3} * (b_2 + c_2) + F_{t2} * c_2}{(a_2 + b_2 + c_2)} = \frac{30215 * 0,167 + 14790 * 0,087}{(0,095 + 0,08 + 0,087)} = \underline{24170 \text{ N}}$$

Výsledná reakce- síla v podporách

$$R_{A2} = \sqrt{R_{Ax2}^2 + R_{Ay2}^2} = \sqrt{6596^2 + 24170^2} = \underline{25054 \text{ N}} \quad (42)$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{Bx2}^2 + R_{By2}^2} = \sqrt{(-1727)^2 + 20835^2} = \underline{20906 \text{ N}} \quad (43)$$

Ohybové momenty k bodu C2, D2, P2

- rovina xz

$$M_{oC2x} = R_{Ax2} * a_2 = 6596 * 0,095 = 627 \text{ Nm} \quad (44)$$

$$M_{oD2x} = R_{Ax2} * (a_2 + b_2) - F_{r3} * b_2 = 6596 * 0,175 - 12551 * 0,08 = 150 \text{ Nm} \quad (45)$$

$$M_{oP2x} = R_{Ax2} * l_2 - F_{r3} * (l_2 - a_2) = 6596 * 0,152 - 12551 * 0,057 = 287 \text{ Nm} \quad (46)$$

- rovina yz

$$M_{oC2y} = -R_{Ay2} * a_2 = -24170 * 0,095 = -2296 \text{ Nm} \quad (47)$$

$$M_{oD2y} = -R_{Ay2} * (a_2 + b_2) + F_{t3} * b_2 = -24170 * 0,175 + 30215 * 0,08 = -1813 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{oP2y} = -R_{Ay2} * l_2 + F_{t3} * (l_2 - a_2) = -24170 * 0,152 + 30215 * 0,057 = -1952 \text{ Nm} \quad (49)$$

Maximální ohybový moment k bodu C2, P2

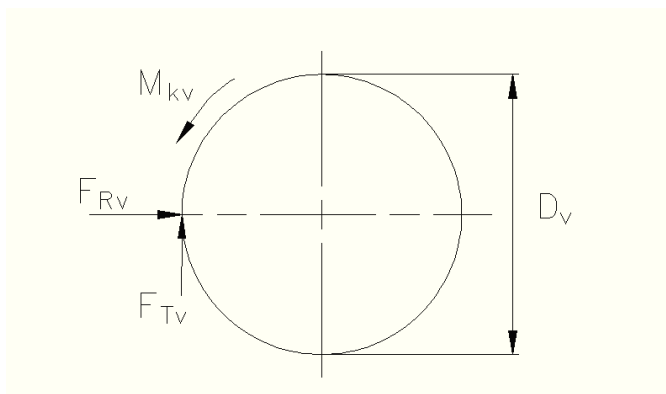
$$M_{oC2max} = \sqrt{M_{oC2x}^2 + M_{oC2y}^2} = \sqrt{627^2 + (-2296)^2} = \underline{2380 \text{ Nm}} \quad (50)$$

$$M_{oP2max} = \sqrt{M_{oP2x}^2 + M_{oP2y}^2} = \sqrt{287^2 + (-1952)^2} = \underline{1973 \text{ Nm}} \quad (51)$$

8.3.3 Výpočet reakcí a ohybových momentů na výstupní hřídeli

Výpočet zatížení na drtícím válci

Síly působící na drtící válec při záběru.



Obr. 23. Síly působící na válec drtiče

Maximální tečná síla na válci

$$F_{Tv} = \frac{M_{k3}}{\frac{D_v}{2}} = \frac{5305}{0,425} = \underline{12482 \text{ N}} \quad (52)$$

Maximální radiální síla na válci

$$F_{Rv} = F_{dr} * n_{nd} = 3000 * 4 = \underline{12000 \text{ N}} \quad (53)$$

n_{nd} – počet drtících nožů (1/5 z 20)

$F_{r4}=12551\text{N}$, $F_{a4}=10997\text{N}$, $F_{t4}=30215\text{N}$, – dle tab. 6.

$F_{r5}=F_{Rv}=12000\text{N}$, $F_{t5}=F_{Tv}=12482\text{N}$

Základní rozměry podle konstrukčního řešení:

$a_3 = 95 \text{ mm}$ – vzdálenost mezi podporou A3 a středem čelního kola

$b_3 = 162 \text{ mm}$ – vzdálenost mezi podporou B3 a středem čelního kola

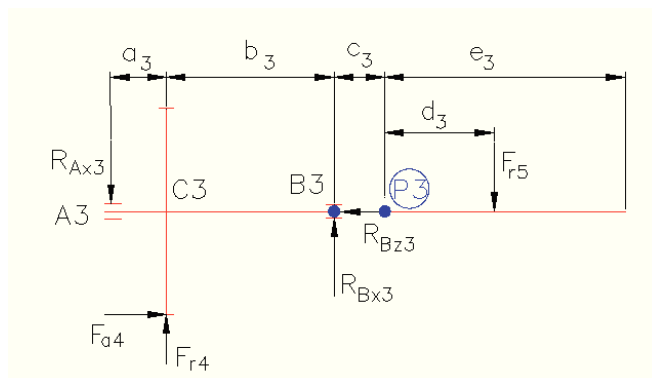
$c_3 = 120 \text{ mm}$ - mezera mezi válcem a převodovkou

$d_3 = 425 \text{ mm}$ - působení drtících síl ($\frac{1}{2}$ šířky válce)

$e_3 = 850 \text{ mm}$ – šířka drtícího válce

Reakce v podporách

- rovina xz



Obr. 24. Působení sil a reakce v rovině xz

$$\sum F_{iz} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Bz3} - F_{a4} = 0 \Rightarrow R_{Bz3} = F_{a4} = 10997 \text{ N} \quad (54)$$

$$\sum M_{iA3} = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{r5} * (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) + R_{Bx3} * (a_3 + b_3) + F_{r4} * a_3 = 0 \quad (55)$$

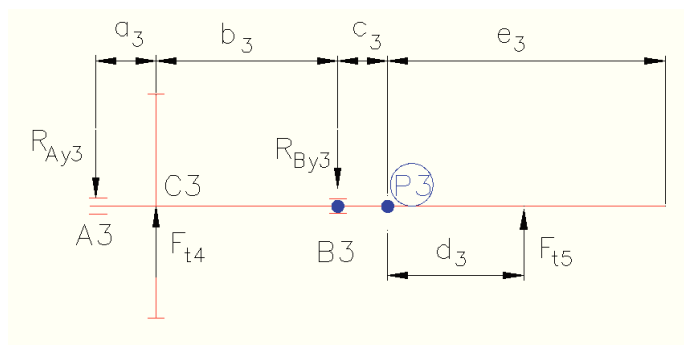
$$R_{Bx3} = \frac{F_{r5} * (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) - F_{r4} * a_3}{(a_3 + b_3)} = \frac{12000 * 0,802 - 12551 * 0,095}{(0,095 + 0,162)} = \underline{32808 \text{ N}}$$

$$\sum M_{iB3} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ax3} * (a_3 + b_3) - F_{r4} * b_3 - F_{r5} * (c_3 + d_3) = 0 \quad (56)$$

$$R_{Ax3} = \frac{F_{r4} * b_3 + F_{r5} * (c_3 + d_3)}{(a_3 + b_3)} = \frac{12551 * 0,162 + 12000 * 0,545}{(0,095 + 0,162)} = \underline{33359 \text{ N}}$$

- rovina yz



Obr. 25. Působení sil a reakce v rovině yz

$$\sum M_{iA3} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{t5} * (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) - R_{By3} * (a_3 + b_3) + F_{t4} * a_3 = 0 \quad (57)$$

$$R_{By3} = \frac{F_{t5} * (a_3 + b_3 + c_3 + d_3) + F_{t4} * a_3}{(a_3 + b_3)} = \frac{12482 * 0,802 + 30215 * 0,095}{(0,095 + 0,162)} = \underline{50121N}$$

$$\sum M_{iB3} = 0 \Rightarrow$$

$$R_{Ay3} * (a_3 + b_3) - F_{t4} * b_3 + F_{t5} * (c_3 + d_3) = 0 \quad (58)$$

$$R_{Ay3} = \frac{F_{t4} * b_3 - F_{t5} * (c_3 + d_3)}{(a_3 + b_3)} = \frac{30215 * 0,162 - 12482 * 0,545}{(0,095 + 0,162)} = \underline{-7424N}$$

Výsledná reakce- síla v podporách

$$R_{A3} = \sqrt{R_{Ax3}^2 + R_{Ay3}^2} = \sqrt{33359^2 + (-7424)^2} = \underline{34175 N} \quad (59)$$

$$R_{B3} = \sqrt{R_{Bx3}^2 + R_{By3}^2} = \sqrt{32808^2 + 50121^2} = \underline{59904 N} \quad (60)$$

Ohybový moment k bodu B3, C3, P3

- rovina xz

$$M_{oB3x} = -F_{r5} * (c_3 + d_3) = -12000 * 0,545 = -6540Nm \quad (61)$$

$$M_{oC3x} = -F_{r5} * (b_3 + c_3 + d_3) + R_{Bx3} * b_3 = -12000 * 0,707 + 32808 * 0,162 = -3169Nm \quad (62)$$

$$M_{oP3x} = -F_{r5} * d_3 = -12000 * 0,425 = -5100Nm \quad (63)$$

- rovina yz

$$M_{oB3y} = F_{t5} * (c_3 + d_3) = 12482 * 0,545 = 6803Nm \quad (64)$$

$$M_{oC3y} = F_{t5} * (b_3 + c_3 + d_3) - R_{By3} * b_3 = 12482 * 0,707 - 50121 * 0,162 = 705Nm \quad (65)$$

$$M_{oP3y} = F_{t5} * d_3 = 12482 * 0,425 = 5305Nm \quad (66)$$

Maximální ohybový moment k bodu B3, P3

$$M_{oB3max} = \sqrt{M_{oB3x}^2 + M_{oB3y}^2} = \sqrt{(-6540)^2 + 6803^2} = \underline{9437 Nm} \quad (67)$$

$$M_{oP3max} = \sqrt{M_{oP3x}^2 + M_{oP3y}^2} = \sqrt{(-5100)^2 + 5305^2} = \underline{7359 Nm} \quad (68)$$

8.4 Pevnostní a deformační kontrola

Kontrola hřídele na statickou a dynamickou bezpečnost je provedena v maximálně namáhaném místě a nebezpečném průřezu u každé hřídele převodovky, pro zjištění jejich předimenzování. Dále je provedena kontrola přenosu krouticího momentu u pera a evolventního drážkování.

8.4.1 Vstupní hřídel pastorku kuželového převodu

Návrh hřídele

Materiál hřídele 14 220, $R_m = 800 \text{ MPa}$, $R_e = 600 \text{ MPa}$

$k = 3$ – koeficient bezpečnosti při střídavém zatížení

- dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{600}{3} = 200 \text{ MPa} \quad (69)$$

- dovolené napětí v krutu

$$\tau_{Dk} = 15 \div 25 \text{ MPa} - \text{dle [11]}$$

- výpočet průměru hřídele v ohybu

$$d_{o1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oA1max}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 692}{\pi \cdot 200 \cdot 10^6}} \cong \underline{33 \text{ mm}} \quad (70)$$

- výpočet průměru hřídele v krutu

$$d_{k1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 645}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6}} \cong \underline{51 \text{ mm}} \quad (71)$$

Minimální navržený průměr hřídele zvětšený o drážku pro pero $d_{1min} = 60 \text{ mm}$.

Kontrola hřídele - v kritickém průřezu přechodu hřídele z $\phi 70 \text{ mm}$ na $\phi 80 \text{ mm}$ v bodě P1 dle obrázku 19, 20.

$l_1 = 35 \text{ mm}$ – vzdálenost kontrolovaného průřezu od působícího zatížení

$d_{11} = 80 \text{ mm}$ – průměr osazení hřídele

$d_{12} = 70 \text{ mm}$ – průměr hřídele pod ložiskem

$r_1 = 1 \text{ mm}$ – rádius přechodu

Statická kontrola

- statická bezpečnost

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1max}}{W_o} = \frac{M_{oP1max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{538}{\frac{\pi \cdot 0,07^3}{32}} = 15,98 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{645}{\frac{\pi \cdot 0,07^3}{16}} = 9,58 \text{ MPa} \quad (73)$$

- redukované napětí podle hypotézy HMM

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2)} = \sqrt{(15,98^2 + 3 \cdot 9,58^2)} = \underline{23,04 \text{ MPa}} \quad (74)$$

- bezpečnost k mezi kluzu

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{600}{23,04} = \underline{26} \quad (75)$$

Kontrola na únavu

mez únavy v ohybu pro daný materiál hřídele - $\sigma_{co} = 352 \text{ MPa}$

mez únavy v krutu pro daný materiál hřídele - $\tau_{ck} = 240 \text{ MPa}$

- součinitel velikosti - $\varepsilon_v = 0,66$
- součinitel jakosti povrchu

$$\eta_{po} = 0,84$$

$$\eta_{pk} = 0,5 * (1 + \eta_{po}) = 0,5 * (1 + 0,84) = 0,92 \quad (76)$$

- součinitel tvaru

$$\alpha_o = 2,65$$

$$\alpha_k = 1,7$$

- součinitel vrubové citlivosti

$$q_o = 0,695$$

$$q_k = 0,75$$

- vrubový součinitel β

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) * q_o = 1 + (2,65 - 1) * 0,695 = 1,84 \quad (77)$$

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) * q_k = 1 + (1,7 - 1) * 0,75 = 1,28 \quad (78)$$

- mez únavy hřídele s vrubem

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co} * \varepsilon_v * \eta_{po}}{\beta_o} = \frac{352 * 0,66 * 0,84}{1,84} = \underline{106,06 \text{ MPa}} \quad (79)$$

$$\tau_{ck}^* = \frac{\tau_{ck} * \varepsilon_v * \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{240 * 0,66 * 0,92}{1,28} = \underline{113,85 \text{ MPa}} \quad (80)$$

- složky pracovních napětí

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_{a1} = \sigma_{o1} = 15,98 \text{ MPa} \quad \text{-střídavý ohyb}$$

$$\tau_m = \tau_{a1} = \frac{\tau_{k1}}{2} = 4,79 \text{ MPa} \quad \text{-míjivý krut}$$

- dílčí součinitele bezpečnosti

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{a1}} = \frac{106,06}{15,98} = 6,64 \quad (81)$$

$$k_{\tau 1} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{a1}} = \frac{113,85}{4,79} = 23,77 \quad (82)$$

- výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d1} = \frac{k_{\sigma 1} * k_{\tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{\tau 1}^2}} = \frac{6,64 * 23,77}{\sqrt{6,64^2 + 23,77^2}} = 6,4 \quad (83)$$

Vstupní hřídel z hlediska statické a dynamické bezpečnosti vyhovuje, neboť se požaduje pro dynamickou bezpečnost $k \geq 1,5 \div 3,5$.

Kontrola přenosu krouticího momentu u pera pastorku kuželového soukolí

Základní rozměry:

$d_1 = 60 \text{ mm}$ - hřídel pastorku kuželového soukolí

$b = 18 \text{ mm}$, $h = 11 \text{ mm}$, $t = 6,8 \text{ mm}$, $t_1 = 4,2 \text{ mm}$, $l = 80 \text{ mm}$ - rozměry pera

- kontrola pera na smyk

$$\tau = \frac{2 * M_{k1}}{d_2 * b * l} = \frac{2 * 645}{0,06 * 0,018 * 0,08} = 14,93 \text{ MPa} \quad (84)$$

- kontrola na otláčení

$p_D = 120 \text{ MPa}$ – dovolený tlak pro pero těsné a ocelový náboj

$$F_{1.1} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_{11}}{2} * \frac{t}{2}} = \frac{645}{\frac{0,06}{2} * \frac{0,0068}{2}} = 24248 \text{ N} \quad (85)$$

$$p_{1.1} = \frac{F_1}{l * t} = \frac{24248}{0,08 * 0,0068} = 44,57 \text{ MPa} \leq p_D \quad (86)$$

$$F_{1.2} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_{11}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{645}{\frac{0,06}{2} + \frac{0,0042}{2}} = 20093 \text{ N} \quad (87)$$

$$p_{1.2} = \frac{F_2}{(l-b) * t_1} = \frac{20093}{(0,08-0,018) * 0,0042} = 77,16 \text{ MPa} \leq p_D \quad (88)$$

Navržené pero 18e7x11x80 ČSN 02 2562 vyhovuje.

8.4.2 Předlohov \acute{a} hřídel

Návrh předlohové hřídele

Materiál hřídele 14 220, $R_m = 800 \text{ MPa}$, $R_e = 600 \text{ MPa}$

$k = 3$ – koeficient bezpečnosti při střídavém zatížení

- dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{600}{3} = 200 \text{ MPa} \quad (89)$$

- dovolené napětí v krutu

$$\tau_{Dk} = 15 \div 25 \text{ MPa} - \text{dle [11]}$$

- výpočet průměru hřídele v ohybu

$$d_{o2} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oC2max}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2380}{\pi \cdot 200 \cdot 10^6}} \cong \underline{49 \text{ mm}} \quad (90)$$

- výpočet průměru hřídele v krutu

$$d_{k2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1851}{\pi \cdot 25 \cdot 10^6}} \cong \underline{72 \text{ mm}} \quad (91)$$

$$M_{k2} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n_2} = \frac{100000 \cdot 30}{\pi \cdot 516} = \underline{1851 \text{ Nm}} \quad (92)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1.2}} = \frac{1480}{2,87} = 516 \text{ ot/min} \quad (93)$$

Minimální navržený průměr hřídele pod ložisky $d_{2min} = 75 \text{ mm}$.

Kontrola hřídele - v kritickém průřezu přechodu hřídele z $\phi 90 \text{ mm}$ na $\phi 110 \text{ mm}$ v bodě P2 dle obrázku 21, 22

$l_2 = 152 \text{ mm}$ – vzdálenost kontrolovaného průřezu od podpory A

$d_{21} = 90 \text{ mm}$ – průměr hřídele pod nábojem kuželového kola

$d_{22} = 110 \text{ mm}$ – průměr osazení hřídele

$r_2 = 2 \text{ mm}$ – rádius přechodu

Statická kontrola

- statická bezpečnost

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oP2max}}{W_o} = \frac{M_{oP2max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{1973}{\frac{\pi \cdot 0,09^3}{32}} = 27,57 \text{ MPa} \quad (94)$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{1851}{\frac{\pi \cdot 0,09^3}{16}} = 12,93 \text{ MPa} \quad (95)$$

- redukované napětí podle hypotézy HMM

$$\sigma_{red2} = \sqrt{(\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2)} = \sqrt{(27,57^2 + 3 \cdot 12,93^2)} = \underline{35,52 \text{ MPa}} \quad (96)$$

- bezpečnost k mezi kluzu

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{600}{35,52} = \underline{16,89} \quad (97)$$

Kontrola na únavu

mez únavy v ohybu pro daný materiál hřídele - $\sigma_{co} = 352 \text{ MPa}$

mez únavy v krutu pro daný materiál hřídele - $\tau_{ck} = 240 \text{ MPa}$

- součinitel velikosti - $\varepsilon_v = 0,62$
- součinitel jakosti povrchu

$$\eta_{po} = 0,84$$

$$\eta_{pk} = 0,5 \cdot (1 + \eta_{po}) = 0,5 \cdot (1 + 0,84) = 0,92 \quad (98)$$

- součinitel tvaru

$$\alpha_o = 2,5$$

$$\alpha_k = 1,95$$

- součinitel vrubové citlivosti

$$q_o = 0,795$$

$$q_k = 0,75$$

- vrubový součinitel β

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) * q_o = 1 + (2,5 - 1) * 0,795 = 1,99 \quad (99)$$

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) * q_k = 1 + (1,95 - 1) * 0,75 = 1,46 \quad (100)$$

- mez únavy hřídele s vrubem

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co} * \varepsilon_v * \eta_{po}}{\beta_o} = \frac{352 * 0,62 * 0,84}{1,99} = \underline{92,12 \text{ MPa}} \quad (101)$$

$$\tau_{ck}^* = \frac{\tau_{ck} * \varepsilon_v * \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{240 * 0,62 * 0,92}{1,46} = \underline{93,76 \text{ MPa}} \quad (102)$$

- složky pracovních napětí

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_{a2} = \sigma_{o2} = 27,57 \text{ MPa} \quad \text{-střídavý ohyb}$$

$$\tau_m = \tau_{a2} = \frac{\tau_{k2}}{2} = 6,47 \text{ MPa} \quad \text{-míjivý krut}$$

- dílčí součinitele bezpečnosti

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{a2}} = \frac{92,12}{27,57} = 3,34 \quad (103)$$

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{a2}} = \frac{93,76}{6,47} = 14,49; \quad (104)$$

- výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d2} = \frac{k_{\sigma 2} * k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{3,34 * 14,49}{\sqrt{3,34^2 + 14,49^2}} = \underline{3,25} \quad (105)$$

Předlohová hřídel z hlediska statické a dynamické bezpečnosti vyhovuje, neboť se požaduje pro dynamickou bezpečnost $k \geq 1,5 \div 3,5$.

Kontrola přenosu krouticího momentu u evolventního drážkování kuželového kola

Pro přenos krouticího momentu z kuželového kola na předlohovou hřídel i pro výstupní hřídel drtícího válce je použito evolventní drážkování podle ČSN 01 4952, jelikož použití pera je z hlediska pevnosti nevyhovující.

Základní rozměry:

$D_{a21} = 90 \text{ mm}$ – průměr hřídele pod nábojem kuželového ozubeného kola

$m = 3$ – modul evolventního drážkování

$z = 28$ – počet zubů drážkování

$p_D = 60 - 100 \text{ MPa}$ – dovolený tlak pro evolventní drážkování a proměnlivé zatížení

$l_e = 50 \text{ mm}$ - délka evolventního drážkování

$$D_{a2} = D_{a21} - 2 * m = 90 - 2 * 3 = 84 \quad (106)$$

$$F_{e2} = \frac{2 * M_{k2}}{0,5 * z * D_{s2}} = \frac{2 * 1851}{0,5 * 28 * 0,087} = 3039 \text{ N} \quad (107)$$

$$D_{s2} = \frac{D_{a21} + D_{a2}}{2} = \frac{90 + 84}{2} = 87 \text{ mm} \quad (108)$$

$$h_2 = \frac{D_{a21} - D_{a2}}{2} = \frac{90 - 84}{2} = 3 \text{ mm} \quad (109)$$

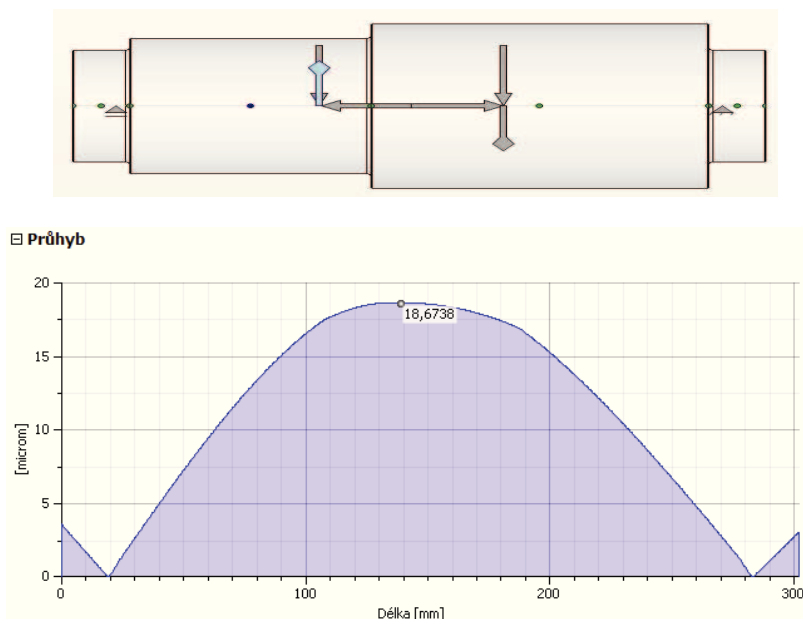
$$p_2 = \frac{F_{e2}}{h_2 * l_e} = \frac{3039}{0,003 * 0,05} = \underline{\underline{20,26 \text{ MPa} < p_d}} \quad (110)$$

Zvolené parametry evolventního drážkování vyhovují.

Kontrola ohybových deformací předlokové hřídele

Hodnoty průhybu a úhlu naklopení průřezů hřídele jsou převzaty z výpočtů provedených v programu AUTODESK INVENTOR.

Kontrola průhybu hřídele



Obr. 26. Průhyb předlokové hřídele

$v_{2max} = 18,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ –průhyb předlokové hřídele dle obr. 26.

- dovolený průhyb v_D dle [11]

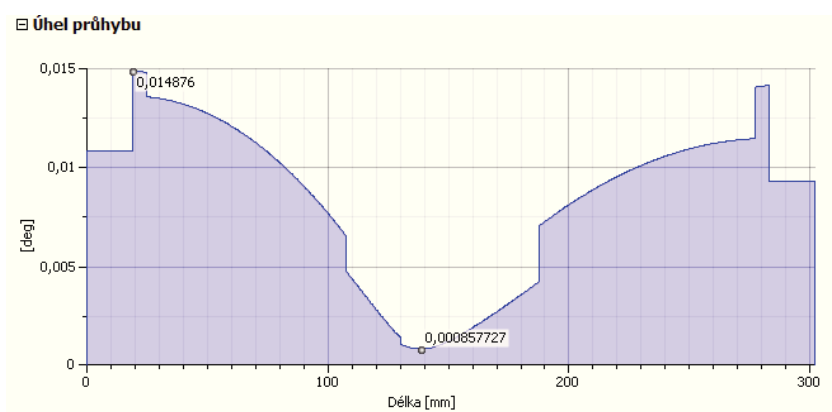
$$v_D = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) * l_2 = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) * 0,262 =$$

$$\underline{52,4 \cdot 10^{-3} \div 78,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}} \quad (111)$$

l_2 – vzdálenost mezi ložisky předlokové hřídele

Hřídel vyhovuje.

Kontrola natočení průřezů předlokové hřídele



Obr. 27. Úhel natočení průřezů hřídele

Podle grafu na obr. 27 je maximální úhel natočení průřezu hřídele v podpoře B2 - $\varphi_{2max} = 0,015 \text{ deg} \Rightarrow 0^{\circ}0'54''$. Pro jednořadá kuželíková ložiska je dovolené natočení průřezů hřídele $\varphi_D = 2'$, z toho plyne, že hřídel vyhovuje.

8.4.3 Výstupní hřídel drtícího válce

Návrh výstupní hřídele

Materiál hřídele 12 050 $R_m = 660 \text{ MPa}$, $R_e = 330 \text{ MPa}$

$k = 3$ – koeficient bezpečnosti při střídavém zatížení

- dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{330}{3} = 110 \text{ MPa} \quad (112)$$

- dovolené napětí v krutu

$$\tau_{Dk} = 15 \div 25 \text{ MPa} - \text{dle [11]}$$

- výpočet průměru hřídele v ohybu

$$d_{o3} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oB3max}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9437}{\pi \cdot 110 \cdot 10^6}} \cong \underline{96 \text{ mm}} \quad (113)$$

- výpočet průměru hřídele v krutu

$$d_{k3} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5305}{\pi \cdot 20 \cdot 10^6}} \cong \underline{111 \text{ mm}} \quad (114)$$

Minimální navržený průměr hřídele $d_{3min} = 120 \text{ mm}$, včetně evolventního drážkování pro drtící buben.

Kontrola hřídele - v kritických průřezích přechodu hřídele v místě P3

$\Rightarrow \phi 120 \text{ na } \phi 130 \text{ mm a B3} \Rightarrow \phi 130 \text{ na } \phi 160 \text{ mm dle obrázku 24,25}$

$d_{31} = 120 \text{ mm}$ – průměr hřídele pod bubnem

$d_{32} = 130 \text{ mm}$ – průměr hřídele pod ložiskem

$d_{33} = 160 \text{ mm}$ – průměr osazení hřídele

$r_3 = 2 \text{ mm}$ – rádius přechodu $d_{3.1} - d_{3.2} - d_{3.3}$

Statická kontrola v místě B3

- statická bezpečnost

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oB3max}}{W_o} = \frac{M_{oB3max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{9437}{\frac{\pi \cdot 0,13^3}{32}} = 43,75 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{5305}{\frac{\pi \cdot 0,13^3}{16}} = 12,3 \text{ MPa} \quad (116)$$

- redukované napětí podle hypotézy HMM

$$\sigma_{red3} = \sqrt{(\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau_{k3}^2)} = \sqrt{(43,75^2 + 3 \cdot 12,3^2)} = \underline{48,66 \text{ MPa}} \quad (117)$$

- bezpečnost k mezi kluzu

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = \frac{330}{48,66} = \underline{6,78} \quad (118)$$

Kontrola na únavu v místě B3

mez únavy v ohybu pro daný materiál hřídele - $\sigma_{co} = 323 \text{ MPa}$

mez únavy v krutu pro daný materiál hřídele - $\tau_{ck} = 231 \text{ MPa}$

- součinitel velikosti - $\varepsilon_v = 0,68$
- součinitel jakosti povrchu

$$\eta_{po} = 0,86$$

$$\eta_{pk} = 0,5 * (1 + \eta_{po}) = 0,5 * (1 + 0,86) = 0,93 \quad (119)$$

- součinitel tvaru

$$\alpha_o = 2,8$$

$$\alpha_k = 2,3$$

- součinitel vrubové citlivosti

$$q_o = 0,59$$

$$q_k = 0,5$$

- vrubový součinitel β

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) * q_o = 1 + (2,8 - 1) * 0,59 = 1,65 \quad (120)$$

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) * q_k = 1 + (2,3 - 1) * 0,5 = 1,15 \quad (121)$$

- mez únavy hřídele s vrubem

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co} * \varepsilon_v * \eta_{po}}{\beta_o} = \frac{323 * 0,68 * 0,86}{1,65} = \underline{114,5 \text{ MPa}} \quad (122)$$

$$\tau_{ck}^* = \frac{\tau_{ck} * \varepsilon_v * \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{231 * 0,68 * 0,93}{1,15} = \underline{115,5 \text{ MPa}} \quad (123)$$

- složky pracovních napětí

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_{a3} = \sigma_{o3} = 43,75 \text{ MPa} \text{ střídavý ohyb}$$

$$\tau_m = \tau_{a3} = \frac{\tau_{k3}}{2} = 6,15 \text{ MPa} \text{ míjivý krut}$$

- dílčí součinitele bezpečnosti

$$k_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{a3}} = \frac{114,5}{43,75} = 2,62 \quad (124)$$

$$k_{\tau 3} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{a3}} = \frac{115,5}{6,15} = 18,78 \quad (125)$$

- výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d3} = \frac{k_{\sigma 3} * k_{\tau 3}}{\sqrt{k_{\sigma 3}^2 + k_{\tau 3}^2}} = \frac{2,62 * 18,78}{\sqrt{2,62^2 + 18,78^2}} = 2,59 \quad (126)$$

Statická kontrola v místě P3

- statická bezpečnost

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oP3max}}{W_o} = \frac{M_{oP3max}}{\frac{\pi * d^3}{32}} = \frac{7359}{\frac{\pi * 0,12^3}{32}} = 43,38 \text{ MPa} \quad (127)$$

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{5305}{\frac{\pi * 0,12^3}{16}} = 15,64 \text{ MPa} \quad (128)$$

- redukované napětí podle hypotézy HMM

$$\sigma_{red3} = \sqrt{(\sigma_{o3}^2 + 3 * \tau_{k3}^2)} = \sqrt{(43,38^2 + 3 * 15,64^2)} = 51,14 \text{ MPa} \quad (129)$$

- bezpečnost k mezi kluzu

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{330}{51,14} = 6,45 \quad (130)$$

Kontrola na únavu v místě P3

- součinitel velikosti - $\varepsilon_v = 0,69$
- součinitel jakosti povrchu

$$\eta_{po} = 0,86$$

$$\eta_{pk} = 0,5 * (1 + \eta_{po}) = 0,5 * (1 + 0,86) = 0,93 \quad (131)$$

- součinitel tvaru

$$\alpha_o = 2,55$$

$$\alpha_k = 1,65$$

- součinitel vrubové citlivosti

$$q_o = 0,59$$

$$q_k = 0,5$$

- vrubový součinitel β

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) * q_o = 1 + (2,55 - 1) * 0,59 = 1,5 \quad (132)$$

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) * q_k = 1 + (1,65 - 1) * 0,5 = 0,825 \quad (133)$$

- mez únavy hřídele s vrubem

$$\sigma_{co}^* = \frac{\sigma_{co} * \varepsilon_v * \eta_{po}}{\beta_o} = \frac{323 * 0,69 * 0,86}{1,5} = \underline{127,78 \text{ MPa}} \quad (134)$$

$$\tau_{ck}^* = \frac{\tau_{ck} * \varepsilon_v * \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{210 * 0,69 * 0,93}{0,825} = \underline{163,34 \text{ MPa}} \quad (135)$$

- složky pracovních napětí

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_{a3} = \sigma_{o3} = 43,38 \text{ MPa} \text{ střídavý ohyb}$$

$$\tau_m = \tau_{a3} = \frac{\tau_{k3}}{2} = 7,82 \text{ MPa} \text{ míjivý krut}$$

- dílčí součinitele bezpečnosti

$$k_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{a3}} = \frac{127,78}{43,38} = 2,94 \quad (136)$$

$$k_{\tau 3} = \frac{\tau_{ck}^*}{\tau_{a3}} = \frac{163,34}{7,82} = 20,89 \quad (137)$$

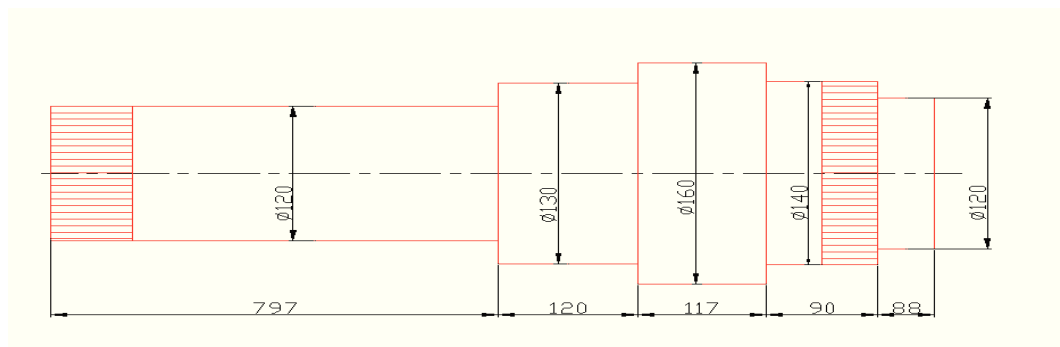
- výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d3} = \frac{k_{\sigma 3} * k_{\tau 3}}{\sqrt{k_{\sigma 3}^2 + k_{\tau 3}^2}} = \frac{2,94 * 20,89}{\sqrt{2,94^2 + 20,89^2}} = \underline{2,9} \quad (138)$$

Výstupní hřídel z hlediska statické a dynamické bezpečnosti vyhovuje, neboť se požaduje pro dynamickou bezpečnost $k \geq 1,5 \div 3,5$.

Kontrola torzní deformace výstupní hřídele

Kontrola je provedena na část hřídele mezi evolventním drážkováním drtícího válce a evolventním drážkováním pro čelní ozubené kolo.



Obr. 28. Rozměrové schéma výstupní hřídele drtícího válce

$$\varphi_3 = \frac{M_{k3}}{G} * \sum_{i=1}^4 \frac{l_i}{J_P} * \frac{180}{\pi}$$

$$\varphi_3 = \frac{5305}{81 \cdot 10^9} * \sum_{i=1}^4 \frac{0,797}{\frac{\pi * 0,12^4}{32}} + \frac{0,12}{\frac{\pi * 0,13^4}{32}} + \frac{0,117}{\frac{\pi * 0,16^4}{32}} + \frac{0,09}{\frac{\pi * 0,14^4}{32}} * \frac{180}{\pi} \quad (139)$$

$$\varphi_3 = 0,18^\circ < \varphi_D$$

$G = 81 \cdot 10^6$ – modul pružnosti ve smyku pro ocel

$$J_P = \frac{\pi * d^4}{32} \text{ - polární moment setrvačnosti}$$

l_i – délka jednotlivých úseků průměru výstupní hřídele

Maximální dovolené zkroucení je $\varphi_D = 0,25 [^\circ \cdot m^{-1}]$

Hřídel v torzní deformaci vyhovuje. Zjištěná hodnota je ověřena výpočtem v programu AUTODESK INVENTOR, příloha C.

Kontrola přenosu krouticího momentu u evolventního drážkování drtícího válce

Základní rozměry:

$D_{a31} = 120 \text{ mm}$ – průměr hřídele drtícího válce

$m = 3$ – modul evolventního drážkování

$z = 38$ - počet zubů

$p_D = 60 - 100 \text{ MPa}$ – dovolený tlak pro evolventní drážkování a proměnlivé zatížení

$$l_e = (0,8 \div 1,6) * D_{a31} = 0,8 * 120 = 96 \cong 100 \text{ mm} \quad (140)$$

$$D_{a3.1} = D_{a31} - 2 * m = 120 - 2 * 3 = 114 \text{ mm} \quad (141)$$

$$F_{e3.1} = \frac{2 * M_{k3}}{0,5 * z * D_{s3.1}} = \frac{2 * 5305}{0,5 * 38 * 0,117} = 4773 \text{ N} \quad (142)$$

$$D_{s3.1} = \frac{D_{a31} + D_{a3.1}}{2} = \frac{120 + 114}{2} = 117 \text{ mm} \quad (143)$$

$$h_{3.1} = \frac{D_{a31} - D_{a3.1}}{2} = \frac{120 - 114}{2} = 3 \text{ mm} \quad (144)$$

$$p_{3.1} = \frac{F_{e3.1}}{h_{3.1} * l_e} = \frac{4773}{0,003 * 0,1} = 15,91 \text{ MPa} < p_d \quad (145)$$

Zvolené parametry evolventního drážkování vyhovují.

Kontrola přenosu krouticího momentu u evolventního drážkování čelního kola

Základní rozměry:

D_{a34} = 140 mm – průměr hřídele pod nábojem čelního ozubeného kola

m = 3 – modul evolventního drážkování

z = 45 – počet zubů drážkování

p_D = 60 – 100 MPa – dovolený tlak pro evolventní drážkování a proměnlivé zatížení

l_e = 70 mm - délka evolventního drážkování

$$D_{a3.2} = D_{a34} - 2 * m = 140 - 2 * 3 = 134 \text{ mm} \quad (146)$$

$$F_{e3.2} = \frac{2 * M_{k3}}{0,5 * z * D_{s3.2}} = \frac{2 * 5305}{0,5 * 45 * 0,137} = 3442 \text{ N} \quad (147)$$

$$D_{s3.2} = \frac{D_{a34} + D_{a3.2}}{2} = \frac{140 + 134}{2} = 137 \text{ mm} \quad (148)$$

$$h_{3.2} = \frac{D_{a34} - D_{a3.2}}{2} = \frac{140 - 134}{2} = 3 \quad (149)$$

$$p_{3.2} = \frac{F_{e3.2}}{h_{3.2} * l_e} = \frac{3442}{0,003 * 0,07} = 16,39 \text{ MPa} < p_d \quad (150)$$

Zvolené parametry evolventního drážkování vyhovují.

8.5 Kontrola ložisek

V převodovce jsou použita kuželíková ložiska ČSN 02 4720, která jsou vzhledem k působícím silám v převodech nejvhodnější. Základní trvanlivost ložisek podle ISO 281:1990.

Ložiska hřídele pastorku kuželového převodu

Zatížení ložisek

$$R_{A1} = F_{rA1} = 21152 \text{ N}; R_{B1} = F_{rB1} = 5769 \text{ N}; F_{aB1} = R_{Bz1} = 4228 \text{ N}, n_1 = 1480 \text{ ot/min}$$

- ložisko v bodě A₁

typ – 30214, C = 121 kN

$$P = R_{A1}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_1} = \left(\frac{121000}{21152}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 1480} = \underline{37\,483 \text{ hod}} \quad (151)$$

- ložisko v bodě B₁

typ - 32013; C = 81 kN; e = 0,46; Y = 1,3

$$\frac{F_{aB1}}{F_{rB1}} = \frac{4228}{5769} = 0,73 > e \quad (152)$$

$$P = 0,4 * F_{rB1} + Y * F_{aB1} = 0,4 * 5769 + 1,3 * 4228 = 7804 \text{ N} \quad (153)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_1} = \left(\frac{81000}{7804}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 1480} = \underline{272\,537 \text{ hod}} \quad (154)$$

Ložiska předlohové hřídele

Zatížení ložisek

$$R_{A2} = F_{rA2} = 25054 \text{ N}; R_{B2} = F_{rB2} = 20906 \text{ N}; R_{Bz2} = F_{aA2} = 6766 \text{ N}, n_2 = 516 \text{ ot/min}$$

typ – 32215; C = 128 kN; e = 0,44 – ložisko bodě A₁ a B₂

- ložisko v bodě A₂

$$P = R_{A2}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_2} = \left(\frac{128000}{25054}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 516} = \underline{73\,782\,hod} \quad (155)$$

- ložisko v bodě B₂

$$\frac{F_{aA2}}{F_{rB2}} = \frac{6766}{20906} = 0,32 < e \quad (156)$$

$$P = R_{B2}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_2} = \left(\frac{121000}{20906}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 516} = \underline{111\,783\,hod} \quad (157)$$

Ložiska výstupní hřídele drtícího válce

Zatížení ložisek

$$R_{A3} = F_{rA3} = 34175\,N; R_{B3} = F_{rB3} = 59904\,N; R_{Bz3} = F_{aB3} = 10997\,N, n_3 = 180\,ot/min$$

- ložisko v bodě A₃

typ – 32024; C = 261 kN

$$P = R_{A3}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_3} = \left(\frac{261000}{34175}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 180} = \underline{806\,816\,hod} \quad (158)$$

- ložisko v bodě B₃

typ - 32026; C = 335 kN; e=0,44

$$\frac{F_{aB3}}{F_{rB3}} = \frac{10997}{59904} = 0,18 < e \quad (159)$$

$$P = R_{B3}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_3} = \left(\frac{335000}{59904}\right)^{3,33} * \frac{10^6}{60 * 180} = \underline{285\,813\,hod} \quad (160)$$

9 Závěr

V současné době se provádí důlní těžba vysoce efektivními ale finančně nákladnými dobývacími komplexy, u kterých představuje každé neplánované přerušení těžební činnosti značné finanční ztráty. Nasazení takového komplexu u středně mocných až mocných slojí může způsobovat vypadávání objemných kusů horniny z porubu, které mohou komplikovat následnou dopravu nebo ji případně i zastavit. Z těchto důvodů se umisťuje na výběh hřeblového dopravníku porubový drtič

Na základě těchto poznatků byl proveden konstrukční návrh drtiče, který by měl splnit uvedené požadavky – výkonnost, spolehlivost, jednoduchost, bezporuchovost, snadná obsluha, údržba, montáž a dlouhá životnost.

Při návrhu typu drtícího válce bylo účelem, aby uhlí bylo optimálně zdrobňováno a aby tak nedocházelo ke vzniku příliš drobného uhlí nebo prachu. Z toho důvodu je také použito řezných nožů namísto drtících kladiv. Předimenzování výkonu drtiče a jeho části může v praxi vést k jeho lepší produktivitě a delší životnosti. Výhodou navrženého drtiče je možnost snadné montáže na hřeblový dopravník, a jeho přístupnosti v porovnání s drtičem, který je začleněný do hřeblového dopravníku. Provedený konstrukční návrh porubového drtiče může nalézt uplatnění jednak v praxi ale také ho lze použít jako podklad pro další modifikace.

10 Seznam použité literatury

- [1] GONDEK, H., ŠEVČÍK, A. *Těžební a zpracovatelské stroje III.* 1. vyd. Ostrava: FS VŠB-Ostrava, 2008, 124 s. ISBN 978-80-248-1692-0
- [2] DINTER, O. *Drcení a mletí nerozstných surovin.* 1. vyd. Praha: SNTL, 1984, 244 s.
- [3] DINTER, O. *Přehled úpravnictví uhlí a rud.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Ostrava, 1960, 231 s.
- [4] PLÁŠIL, M., BARTOŇ, J., KOLÁŘ, J. *Důlní stroje a zařízení.* 2.vyd. Praha: SNTL, 1985, 256 s.
- [5] HÁJOVSKÝ, L., KAŇKOVSKÝ, B. *Důlní stroje dobývací a nakládací.* 2.vyd. Praha: SNTL, 1962, 516 s.
- [6] NOVÁČEK, J. *Technologie úpravy uhlí II.* Ostrava: VŠB- Ostrava, 2000, 131 s. ISBN 80-7078-764-3
- [7] PLAŠIL, M., KUPKA, F., SRDA, B., BREUER, J., KOČVARA, V. *Důlní stroje a zařízení pro hlubinné dobývání uhlí.* 1. vyd. Praha: SNTL, 1966, 332 s.
- [8] GONDEK, H., ŠEVČÍK, A. *Těžební a zpracovatelské stroje I.* 1. vyd. Ostrava: FS VŠB-Ostrava, 2006, 130 s. ISBN 80-248-1040-9
- [9] KRÍŽ, R. *Strojnické tabulky II - Pohony.* Ostrava: MONTANEX, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
- [10] LEINVEBER, J., VÁVRA P. *Strojnické tabulky.* 3. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [11] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře-části pohonů strojů.* 1. vyd. Ostrava: FS- VŠB, 2008, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [12] MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* 1.vyd. Ostrava: FS VŠB-Ostrava, 2007, 102 s. ISBN 978-80-248-0980-9
- [13] Firemní katalog - fy. RYFAMA A.S., Polsko

Elektronické zdroje

- [14] Drtiče - TMachinery. [on-line]. cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<<http://www.tmachinery.cz/cz/index.html> >
- [15] Drtiče - Ryfama. [on-line]. cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<http://www.ryfama.rybnik.pl/serw/pol/of_krusz_pol.php >

- [16] Drtiče - Halbach-Braun. [on-line]. cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<<http://www.halbach-braun.de/dt/02/1-b-4-bilder.html>>
- [17] Drtiče - Famur. [on-line]. cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<<http://www.famur.com.pl/page/index/56>>
- [18] Drtiče - McLanahan. [on-line]. cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<<http://www.mclanahan.com/content/australasia/stage-loader-crushers>>
- [19] BUREŠ, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. [on-line].
cit.2011-3-20. Dostupný z webu
<http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf>

11 Seznam příloh

PŘÍLOHA A – Výpočet čelního soukolí provedený v programu AUTODESK INVENTOR

PŘÍLOHA B – Výpočet kuželového soukolí provedený v programu AUTODESK INVENTOR

PŘÍLOHA C – Výpočet výstupní hřídele drtícího válce provedený v programu AUTODESK INVENTOR

PŘÍLOHA D – Výpočet předlokové hřídele provedený v programu AUTODESK INVENTOR

VÝKRESY: Sestava Porubového drtiče - B 01/S0-11

Sestava Saně pohonné jednotky - B 01/S3-11

1x CD – Diplomová práce